



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

HYDRAULICKÝ POHON KONTEJNEROVÝCH NŮŽEK CNS 730/190 MTC

HYDRAULIC DRIVE OF THE CNS 730/190 MTC CONTAINER SHEARS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. FILIP NEZBEDA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ OMES, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Filip Nezbeda

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Hydraulický pohon kontejnerových nůžek CNS 730/190 MTC

v anglickém jazyce:

Hydraulic drive of the CNS 730/190 MTC container shears

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Nůžky jsou vhodné pro stříhání velkoobjemného i tyčového odpadu. Snadné přemístění nůžek, které jsou provedeny jako kontejner, a nezávislost jejich chodu na elektrické energii, předurčuje nůžky pro práci ve sběrnách nebo přímo v místě výskytu odpadu. Hydraulický pohon slouží jako zdroj tlakové kapaliny pro hydraulické válce nůžek. Blok osazený logickými ventily zajišťuje rozvod hydraulického oleje k válcům.

Cíle diplomové práce:

Návrh, výpočty a konstrukce kompletního hydraulického pohonu, seznam základních prvků.

Seznam odborné literatury:

1. KAMELANDR, I.; Tvářecí stroje I. skriptum. Brno. VUT Brno 1989
2. KAMELANDR, I.; Tvářecí stroje II. skriptum. Brno. VUT Brno 1989
3. RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. a kol.; Tvářecí stroje - Základy výpočtů a konstrukce. Praha. SNTL , ALFA 1979
4. MANN, H.; Teorie strojních soustav II. VUT v Čs. Redakci VN MON. Brno 1990
5. FLEISCHNER, P.; Mechanika tekutin. skriptum. Brno. VUT Brno. 1984
6. PEŇÁZ, V., BENŽA, D.; Tekutinové mechanismy. skriptum. Brno. VUT Brno 1990
7. PEŇÁZ, V.; Strojní soustavy oboru Hydraulické stroje. skriptum. Brno. VUT Brno 1991
8. POCHYLÝ, F.; Dynamika tekutinových systémů. skriptum. Brno. VUT Brno. 1990
9. VÁŘURA, J.; Technické prostředky automatického řízení II. Hydraulické a pneumatické mechanismy. skriptum. Brno. VUT Brno 1982
10. ČSN 210001 - Tvářecí stroje - všeobecné požadavky

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Omes, Ph.D.

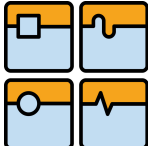
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 14.11.2011

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Abstrakt

Tato práce obsahuje návrh pohonu hydraulických nůžek. Cílem je nahradit diesel-motor elektromotorem. Je zde popis stroje a jeho technologického postupu stříhání, druhy hydraulických pohonů a jejich použití. Dále práce obsahuje návrh, popis a výpočet hydraulického agregátu s elektromotorem ve dvou variantách. Poté je zde zhodnocení variant a výběr jedné z nich, ke které jsou dále zpracovány konstrukční prvky.

Klíčová slova

Hydraulické nůžky, hydraulický pohon, hydraulický agregát, hydraulická čerpadla, držák čerpadla

Abstract

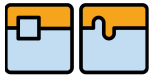
This work includes design of the drive hydraulic shears. The objective is to replace diesel-engine for electric motor. There is a description of the machine and its technological shearing process, types of hydraulic drives and their applications. The work includes the design, description and calculation of hydraulic power unit with an electric motor in two versions. Then there is evaluation of alternatives and select one to which they are processed further structural elements.

Key words

Hydraulic shears, hydraulic drive, hydraulic power unit, hydraulic pumps, bellhousings

Bibliografická citace mé práce:

NEZBEDA, F. Hydraulický pohon kontejnerových nůžek CNS 730/190 MTC. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 87 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Omes, Ph.D..

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Hydraulický pohon kontejnerových nůžek CNS 730/190 MTC vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum 25. 5. 2012

.....

Filip Nezbeda

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Děkuji tímto panu Ing. Jiřímu Tlustošovi a vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D., za rady a vedení při tvorbě této diplomové práce.


Obsah

Abstrakt.....	5
Abstract.....	5
Čestné prohlášení.....	7
Poděkování.....	9
Obsah.....	11
1 Úvod.....	15
2 Výrobce CNS nůžek[1].....	16
3 Další výrobci semimobilních nůžek	17
3.1 Birim Makina[23].....	17
3.2 Metso Lindemann[22].....	18
4 Kontejnerové nůžky.....	19
4.1 Mechanika nůžek CNS.....	19
4.2 Technologický postup stříhání.....	20
4.3 Použití nůžek.....	21
4.4 Rozdělení podle způsobu dopravy.....	22
4.4.1 Kontejnerové nůžky mobilní.....	22
4.4.2 Kontejnerové nůžky semimobilní.....	22
5 Kontejnerové nůžky mobilní.....	23
5.1 Hydraulické nůžky CNS 400 K.....	23
5.1.1 Základní technické parametry CNS 400 K[2].....	25
5.2 Hydraulické nůžky CNS 400 K-E.....	25
6 Kontejnerové nůžky semimobilní.....	26
6.1 Hydraulické nůžky CNS 730 / 190 MTC.....	26
6.1.1 Základní technické parametry CNS 730 / 190 MTC[3].....	29
7 Hydraulický pohon.....	30
7.1 Přímý pohon	31
7.2 Nepřímý (akumulátorový) pohon	32
7.3 Multiplikátorový pohon.....	33
7.4 Kombinovaný pohon.....	33
7.5 Pohon u CNS nůžek.....	33
8 Volba pohonu hydraulického agregátu.....	34
8.1 Parametry zvoleného motoru[15].....	35
9 Volba hydraulického čerpadla chladicího a filtračního obvodu.....	35
9.1 Výpočet teoretického geometrického objemu potřebného pro dané otáčky elektromotoru.....	35
9.2 Parametry zvoleného čerpadla PGH5-3X/125 - čerpadlo číslo 1.....	36
9.3 Výpočet teoretické hodnoty průtoku.....	37
9.4 Výpočet reálné hodnoty průtoku pro zvolené čerpadlo.....	37
9.5 Výpočet příkonu zvoleného čerpadla.....	37
10 Výpočet vstupních a pomocných parametrů pro sestavy čerpadel.....	38
10.1 Výpočet využitelného výkonu pro čerpadla hlavního okruhu.....	38
10.2 Výpočet hodnot maximálního teoretického průtoku.....	38
10.3 Graf z vypočtených hodnot.....	39

11 Návrh a výpočet první varianty sestavy čerpadel.....	40
11.1 Volba hydraulických čerpadel pracovního okruhu a návrh hydraulického systému čerpadel.....	40
11.1.1 Parametry čerpadla H4VSO500/LR2D - čerpadlo číslo 2	40
11.1.2 Parametry čerpadla H-A4FO500 - čerpadlo číslo 3.....	40
11.2 Provozní tlaky první varianty sestavy čerpadel.....	42
11.2.1 Výpočet teoretického průtoku.....	42
11.2.2 Volba provozních tlaků.....	42
11.3 Čerpadlo H4VSO500/LR2D v prvním stupni dodávky.....	42
11.3.1 Výpočet objemové účinnosti.....	42
11.3.2 Výpočet skutečného průtoku.....	43
11.3.3 Výpočet teoretického příkonu.....	43
11.3.4 Výpočet celkové účinnosti.....	43
11.3.5 Výpočet skutečného příkonu.....	44
11.4 Čerpadlo H-A4FO500 v prvním stupni dodávky.....	44
11.4.1 Výpočet objemové účinnosti.....	44
11.4.2 Výpočet skutečného průtoku.....	44
11.4.3 Výpočet skutečného příkonu.....	44
11.5 Čerpadlo H-A4FO500 při odpojení.....	44
11.5.1 Výpočet objemové účinnosti.....	44
11.5.2 Výpočet skutečného průtoku.....	45
11.5.3 Výpočet teoretického příkonu.....	45
11.5.4 Výpočet celkové účinnosti.....	45
11.5.5 Výpočet skutečného příkonu.....	45
11.6 Čerpadlo H4VSO500/LR2D v druhém stupni dodávky.....	46
11.6.1 Výpočet využitelného výkonu pro čerpadlo hlavního okruhu...	46
11.6.2 Výpočet teoretického příkonu.....	46
11.6.3 Výpočet celkové účinnosti.....	46
11.6.4 Výpočet teoretického průtoku.....	47
11.6.5 Výpočet objemové účinnosti.....	47
11.6.6 Výpočet skutečného průtoku.....	47
11.6.7 Výpočet geometrického objemu.....	48
11.7 Určení tlaku, při kterém dochází k začátku řízení průtoku.....	48
11.7.1 Výpočet objemové účinnosti.....	48
11.7.2 Výpočet skutečného průtoku.....	49
11.7.3 Výpočet teoretického příkonu.....	49
11.7.4 Výpočet celkové účinnosti.....	49
11.7.5 Výpočet tlaku, při kterém dochází k začátku řízení průtoku.....	49
11.8 Výpočet celkového průtoku hlavního okruhu.....	50
11.8.1 První stupeň dodávky.....	50
11.8.2 Druhý stupeň dodávky.....	50
11.8.3 Průběh průtoku v závislosti na tlaku.....	50
11.8.4 Diagram průtoku v závislosti na tlaku.....	51
11.9 Výpočet celkového příkonu hlavního okruhu.....	51
11.9.1 Všechna čerpadla odpojená do odpadní větve.....	51
11.9.2 První stupeň dodávky.....	52
11.9.3 Druhý stupeň dodávky.....	52
11.9.4 Průběh příkonu v závislosti na tlaku.....	53
11.9.5 Diagram příkonu v závislosti na tlaku.....	53

12 Návrh a výpočet druhé varianty sestavy čerpadel.....	54
12.1 Volba hydraulických čerpadel pracovního okruhu a návrh hydraulického systému čerpadel.....	54
12.1.1 Parametry čerpadla H4VSO500/LR2D - čerpadlo číslo 2.....	56
12.1.2 Parametry čerpadla PGH5-3X/250 - čerpadlo číslo 3 a 4.....	56
12.2 Provozní tlaky druhé varianty sestavy čerpadel.....	56
12.2.1 Výpočet teoretického průtoku.....	56
12.2.2 Volba provozních tlaků.....	57
12.3 Čerpadlo H4VSO500/LR2D v prvním stupni dodávky.....	57
12.3.1 Výpočet objemové účinnosti.....	57
12.3.2 Výpočet skutečného průtoku.....	57
12.3.3 Výpočet teoretického příkonu.....	58
12.3.4 Výpočet celkové účinnosti.....	58
12.3.5 Výpočet skutečného příkonu.....	58
12.4 Čerpadlo H4VSO500/LR2D při odpojení	58
12.4.1 Výpočet objemové účinnosti.....	58
12.4.2 Výpočet skutečného průtoku.....	59
12.4.3 Výpočet teoretického příkonu.....	59
12.4.4 Výpočet celkové účinnosti.....	59
12.4.5 Výpočet skutečného příkonu.....	59
12.5 Čerpadlo PGH5/250 v prvním stupni dodávky.....	60
12.5.1 Výpočet objemové účinnosti.....	60
12.5.2 Výpočet skutečného průtoku.....	60
12.5.3 Výpočet příkonu zvoleného čerpadla.....	60
12.6 Čerpadlo H4VSO500/LR2D v druhém stupni dodávky.....	61
12.6.1 Výpočet objemové účinnosti.....	61
12.6.2 Výpočet skutečného průtoku.....	61
12.6.3 Výpočet teoretického příkonu.....	61
12.6.4 Výpočet celkové účinnosti.....	62
12.6.5 Výpočet skutečného příkonu.....	62
12.7 Čerpadlo PGH5/250 v druhém stupni dodávky.....	62
12.7.1 Výpočet objemové účinnosti.....	62
12.7.2 Výpočet skutečného průtoku.....	63
12.7.3 Výpočet příkonu zvoleného čerpadla.....	63
12.8 Čerpadlo PGH5/250 při odpojení.....	63
12.8.1 Výpočet objemové účinnosti.....	63
12.8.2 Výpočet skutečného průtoku.....	64
12.8.3 Pomocný výpočet příkonu zvoleného čerpadla.....	64
12.8.4 Výpočet příkonu zvoleného čerpadla.....	64
12.9 Čerpadlo H4VSO500/LR2D v třetím stupni dodávky.....	65
12.9.1 Výpočet využitelného výkonu pro čerpadlo hlavního okruhu...	65
12.9.2 Výpočet teoretického příkonu.....	65
12.9.3 Výpočet celkové účinnosti.....	65
12.9.4 Výpočet teoretického průtoku.....	66
12.9.5 Výpočet objemové účinnosti.....	66
12.9.6 Výpočet skutečného průtoku.....	66
12.9.7 Výpočet geometrického objemu.....	67

12.10	Určení tlaku, při kterém dochází k začátku řízení průtoku.....	67
12.10.1	Výpočet objemové účinnosti.....	67
12.10.2	Výpočet skutečného průtoku.....	68
12.10.3	Výpočet teoretického příkonu.....	68
12.10.4	Výpočet celkové účinnosti.....	68
12.10.5	Výpočet tlaku, při kterém dochází k začátku řízení průtoku....	68
12.11	Výpočet celkového průtoku hlavního okruhu.....	69
12.11.1	První stupeň dodávky.....	69
12.11.2	Druhý stupeň dodávky.....	69
12.11.3	Třetí stupeň dodávky.....	69
12.11.4	Průběh průtoku v závislosti na tlaku.....	70
12.11.5	Diagram průtoku v závislosti na tlaku.....	70
12.12	Výpočet celkového příkonu hlavního okruhu.....	71
12.12.1	Všechna čerpadla odpojená do odpadní větve.....	71
12.12.2	První stupeň dodávky.....	71
12.12.3	Druhý stupeň dodávky.....	72
12.12.4	Třetí stupeň dodávky.....	72
12.12.5	Průběh příkonu v závislosti na tlaku.....	73
12.12.6	Diagram příkonu v závislosti na tlaku.....	74
13	Výběr varianty a porovnání se stávajícím stavem.....	74
13.1	Ekonomické zhodnocení.....	74
13.2	Provozní zhodnocení.....	75
13.2.1	Diagramy průtoku v závislosti na tlaku.....	75
13.2.2	Diagramy příkonu v závislosti na tlaku.....	76
13.3	Vybraná varianta.....	77
14	Konstrukční spojovací prvky.....	77
15	Závěr.....	78
16	Seznam použitých zdrojů.....	79
17	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	82
18	Seznam obrázků.....	86
19	Seznam příloh.....	87

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 Úvod

Na celém světě se vyrábí pořád a pořád nové produkty, při jejichž výrobě vzniká nejrůznější odpad. Tyto produkty mají také svoji omezenou životnost nebo už z nějakého důvodu nevyhovují jejich uživatelům, a tak se z těchto nejrůznějších výrobků stává nakonec také odpad. Dalším životním cyklem těchto odpadů je recyklace.

Ve strojírenství se jedná hlavně o kovový odpad, který je požadován metalurgickým průmyslem. Proto vzniká potřeba tento odpad předzpracovat pro další využití. Děje se tak především z ekonomického důvodu, ale také proto, že zdroje kovového materiálu jsou omezené a i místa pro skladování odpadu jsou omezená. To znamená vznik požadavků na rozřídění, dopravu a uskladnění odpadu. Vzhledem k tomu, že výrobky které se recyklují, jsou nejrůznějších rozměrů a tvarů, je zde požadavek na efektivnost dopravy. A v tomto bodě vzniká prostor pro nejrůznější stroje a zařízení pro úpravu kovového odpadu.

Jsou jimi různé paketovací a briketovací lisy nebo hydraulické nůžky. A tak jsou vyvíjena tato zařízení a stroje pro různá prostředí, kde se zpracovává kovový odpad. Těmi mohou být malé sběrné dvory až velké skládky nebo přímo výrobní podniky. Z toho důvodu vzniká i mnoho různých velikostí těchto zařízení.

Vznikají stacionární nebo mobilní zařízení. Stacionární zařízení jsou stroje postavené na pevně na vybraném místě bez možnosti pohybu s nimi. Tyto stroje mají vysoký výkon a tak jsou umísťovány především tam, kde je předpoklad jejich trvalého efektivního využití.

Mobilní zařízení umožňují jejich přemísťování a tím zvýšení jejich využitelnosti. Tyto stroje mají menší výkon a jsou určeny do míst, kde je jejich menší a nebo příležitostné využití. To vede k požadavkům na dopravu těchto strojů, a proto vznikají stroje s různými možnostmi dopravy. Hlavním faktorem rozhodujícím o způsobu dopravy je velikost potřebného zařízení. Velikost se odvíjí od parametrů zařízení, které jsou požadovány.

Tato práce se zabývá nahrazením stávajícího hydraulického pohonu kontejnerových nůžek CNS 730/190 MTC, který je poháněn diesel-motorem, za hydraulický pohon kontejnerových nůžek poháněný elektromotorem. Tato práce obsahuje návrh, výpočet a konstrukci hydraulického pohonu kontejnerových nůžek CNS 730/190 MTC s elektromotorem.

Z důvodu provozních podmínek celého stroje je kladen požadavek na co největší konstrukční jednoduchost celého systému a neuskutečnitelnost zásahu do jeho specifikací a nastavení prováděné neoprávněnou osobou.

Výpočty budou prováděny v základních jednotkách SI a odvozených jednotkách. V některých případech k nim budou ještě hodnoty vyjádřeny ve vedlejších jednotkách a to z důvodu použití těchto jednotek v materiálech výrobců daných částí. Ve výpočtech je počítáno s tím, že hodnota 100000 Pa je rovna 1 bar.

Zdroje vzorců pro výpočty [19], [20].

2 Výrobce CNS nůžek [1]

Jedná se o firmu **ŽĐAS, a.s.**, sídlící v České republice ve městě Žďár nad Sázavou. Firma se zabývá ne jen výrobou velkých a rozměrných výrobků, ale i generálními opravami a modernizacemi všech dříve vyrobených strojů.

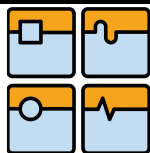
Zaměření firmy je na vlastní výzkum, vývoj, výrobu, montáž, uvádění do provozu. Toto je realizováno ve vlastních projekčních kancelářích, které jsou rozděleny podle jednotlivých druhů strojů, a ve výrobních halách. Výroba je zde jak kusová tak i sériová.



Obr. 2.1 Výrobní areál ŽĐAS [1]

Výrobní program firmy:

- Tvářecí stroje
 - Zařízení pro volné kování
 - Zařízení pro zpracování kovového odpadu
 - Hydraulické lisy
 - Mechanické lisy
 - Generální opravy a modernizace
- Metalurgie
 - Ingoty 500 – 12 000 kg
 - Výkovky 20 – 8 000 kg
 - Odlitky 200 – 40 000 kg
 - Modely
- Zařízení pro zpracování válcovaných výrobků
 - Zařízení pro rovnání materiálu
 - Inspekční a rovnací linky pro úpravu tyčí
 - Dělicí linky na plech
 - Kusové dodávky pro válcovny
 - Generální opravy a modernizace
- Lisovací nástroje
 - Pro automobilový průmysl
 - Pro postupové tváření
 - Pro spotřební průmysl
 - Pro speciální výrobu
 - Strojírenská výroba



- Výroba zařízení podle dokumentace zákazníka
- Služby

- Externí montáže
- Hydraulické prvky
- Měření
- Servis

3 Další výrobci semimobilních nůžek

3.1 Birim Makina [23]

Birim Makina je turecká firma zaměřující se na výrobu strojů na zpracování kovového odpadu. Vyrábí nůžky, lisy a drtiče.

Firma je výrobcem nůžek PIRANHA. Tyto nůžky jsou určeny pro lehký i těžký odpad. Jsou vyráběny ve variantách s diesel-motorem a elektromotorem.



Obr. 3.1 Semimobilní nůžky PIRANHA [23]

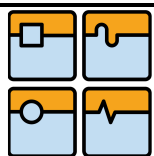
3.2 Metso Lindemann [22]

Metso Lindemann je německá firma nabízející široký rozsah zařízení pro recyklaci kovů a zbytkových materiálů.

Tato firma je výrobce nůžek LIS. Jsou to nůžky křídlového typu pro zhutňování materiálu. Jsou určeny pro menší a střední objemy. Jsou vyráběny ve variantách s diesel-motorem a elektromotorem.



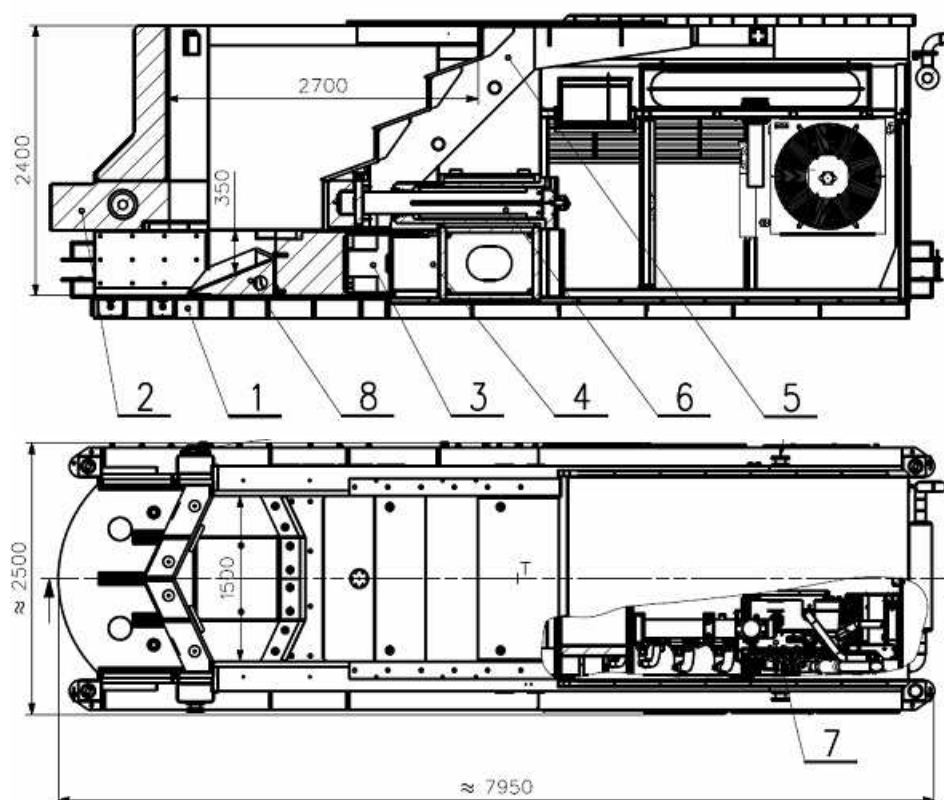
Obr. 3.2 Semimobilní nůžky LIS [22]



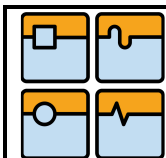
4 Kontejnerové nůžky

4.1 Mechanika nůžek CNS

Po dně kontejneru nůžek (1) se pohybují nožové saně (3), ty jsou poháněné dvěma hydraulickými písty (4) proti střížné stěně (2). Nožové saně obsahují hlavní nůž určený ke stříhání a po stranách šikmé shrnovací nože. Tyto shrnovací nože spolu s nožem střížné stěny, který má šípový tvar, způsobí vycentrování odpadu v ose nožových saní. Tím dochází ke zmenšení střížné hrany při záběru. Po odstřížení odstřížku nožovými saněmi je pak následně jimi vytlačen předním otvorem ven. Nad nožovými saněmi je přidržovač (5) poháněný jedním hydraulickým pístem (6). Ten materiál nejprve stlačí, u objemového materiálu předlisuje, a poté přidržuje během procesu stříhání. O chod nůžek se stará hydraulický pohon (7) poháněný diesel-motorem nebo elektromotorem. Ten je umístěn v zadní části kontejneru spolu s čerpadly a blokem rozvodu. Dále pro zhutnění šrotu a zkrácení délky odstřížků slouží přepážka (8). [2], [3]



Obr. 4.1 Hydraulické nůžky CNS 700 SM [3]

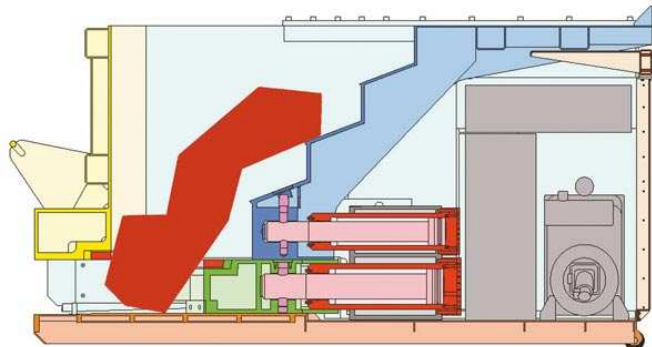


4.2 Technologický postup stříhání

Cyklus stříhání na kontejnerových nůžkách je vyobrazen po jednotlivých krocích.

Základní poloha přidržovače a nožových saní

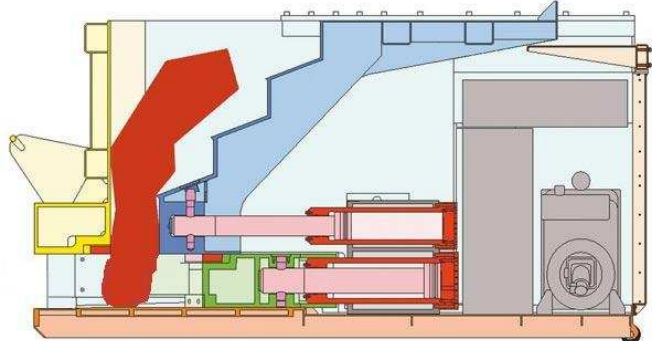
Přidržovač a nožové saně jsou zasunuty.



Obr. 4.2 Základní poloha [4]

Přidržovač vpřed

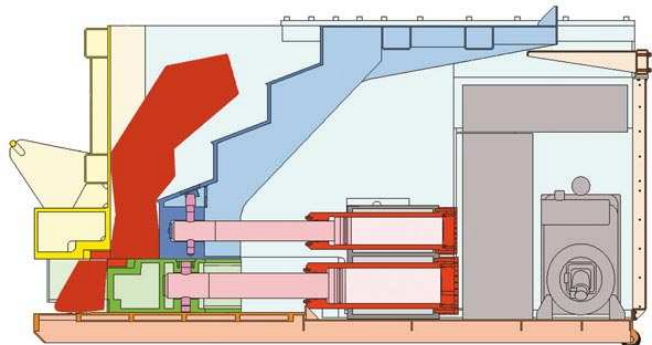
Poté vyjede přidržovač vpřed a přitlačí šrot na střížnou stranu nůžek.



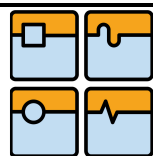
Obr. 4.3 Přidržovač vpřed [4]

Nůž vpřed

Nožové saně se vysunou a o střížnou stranu odstříhnou část šrotu, který je ve střížné mezeře. Šrot je následně vytlačen nožovými saněmi skrz otvor ven z nůžek.

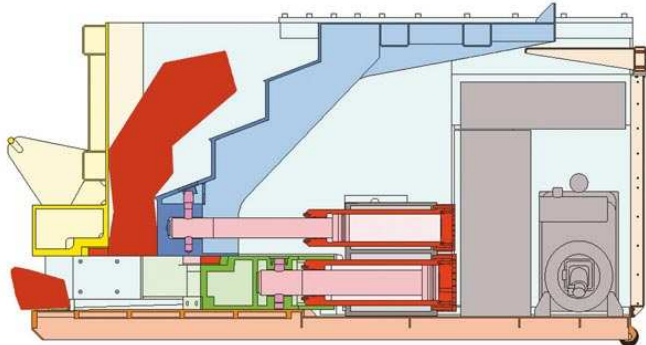


Obr. 4.4 Nůž vpřed [4]



Nůž vzad

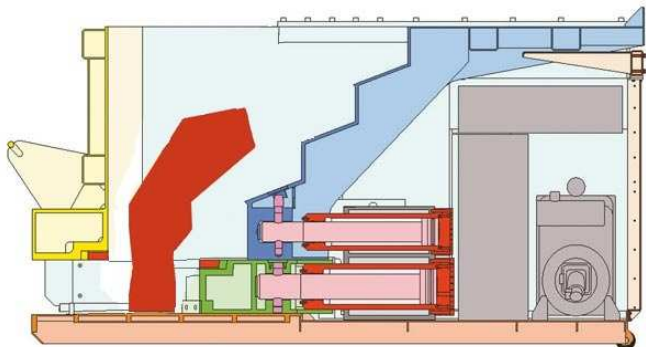
Přidržovač je stále vysunut, zasunou se jen nožové saně do výchozí pozice.



Obr. 4.5 Nůž vzad [4]

Přidržovač vzad

Přidržovač se zasune a uvolní tak šrot, který padá dále do střížné komory.



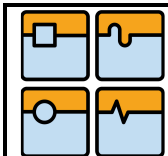
Obr. 4.6 Přidržovač vzad [4]

4.3 Použití nůžek

Nůžky jsou určeny na stříhání objemového a tyčového odpadu. Jsou určeny pro stříhání materiálu do pevnosti v tahu 440 MPa. S vyšší pevností materiálu dochází k velkému otupení nožů a vzniklé rázy snižují životnost stroje. [3]



Obr. 4.7 Tyčový odpad [5]



Obr. 4.8 Tyčový odpad [6]



Obr. 4.9 Objemový odpad [7]



Obr. 4.10 Smíšený odpad [7]

4.4 Rozdělení podle způsobu dopravy

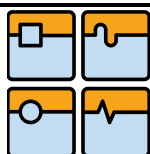
4.4.1 Kontejnerové nůžky mobilní

Přemísťování nůžek probíhá pomocí tahače s hydraulickou rukou. [8]

4.4.2 Kontejnerové nůžky semimobilní

Přemísťování nůžek probíhá pomocí čtyřnápravového návěsného podvalníku.

[3]



5 Kontejnerové nůžky mobilní

5.1 Hydraulické nůžky CNS 400 K

Nůžky jsou určeny na stříhání objemového a tyčového odpadu. O chod nůžek se stará hydraulický pohon poháněný diesel-motorem. Nůžky jsou určeny do provozu, kde je zapotřebí nezávislost pohonu na elektrické síti a mohou být umístěny na betonovém panelu. Lze je ovládat pomocí přenosného dálkového ovladače. Mají automatický nebo ruční provoz. [2]

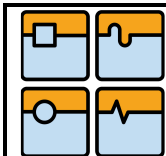


Obr. 5.1 Základní provedení nůžek CKS 400 K [2]

Plnění nůžek i odstraňování nastříhaného odpadu je prováděno za pomoci externího nakladače.



Obr. 5.2 Plnění nůžek CKS 400 K [2]



Přemísťování nůžek pomocí tahače s hydraulickou rukou. [8]



Obr. 5.3 Nakládání a přeprava nůžek CNS 400 K [8]

5.1.1 Základní technické parametry CNS 400 K [2]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Šířka zavážecí komory	mm	1600
Max. výška zavážecí komory	mm	2250
Délka zavážecí komory	mm	2480
Šířka přidržovače	mm	1600
Max. zdvih přidržovače	mm	800
Max. zdvih nožových saní	mm	800
Max. střížná síla	MN	4
Max. síla přidržovače	MN	1,2
Pracovní tlak oleje	MPa	32
Jmenovitý výkon diesel-motoru	kW	74
Pracovní otáčky motoru	1/min	2200
Spotřeba nafty na 1 tunu šrotu	l	1,8 ÷ 2
Max. stříhaný průměr	mm	110
Max. počet stříhů	1/min.	1.8 ÷ 2,7
Výkon při stříhání 400 mm	t/hod.	6 ÷ 9
Max. rychlost přidržovače	mm/s	260
Max. rychlost nožových saní	mm/s	80
Max. střížný průřez (při pevnosti materiálu 440 MPa)		
- průměr	mm	110
- čtverec	mm	90 x 90
- plech	mm	40 x 1500
Celková hmotnost nůžek	kg	24300

5.2 Hydraulické nůžky CNS 400 K-E

Jedná se o stejné nůžky jako je typ nůžek CNS 400 K s tím rozdílem, že hydraulický pohon je poháněn elektromotorem. Jsou určený do provozu, kde je možnost napájení z elektrické sítě.

Mají levnější a tišší provoz než s diesel-motorem. A také nižší nároky na údržbu a vyšší spolehlivost. [8]

6 Kontejnerové nůžky semimobilní

6.1 Hydraulické nůžky CNS 730 / 190 MTC

Nůžky jsou určeny na stříhání objemového a tyčového odpadu. Jedná se o konstrukčně stejné zařízení, jako jsou hydraulické nůžky CNS 700, pouze je zde upravený hydraulický systém.

O chod nůžek se stará hydraulický pohon poháněný diesel-motorem. Nůžky jsou určené do provozu, kde je zapotřebí nezávislost pohonu na elektrické síti a mohou být umístěny na betonové ploše. Lze je ovládat pomocí přenosného dálkového ovladače. Mají automatický nebo ruční provoz. Nůžky mají hydraulické nohy umožňující jejich přizvednutí a tím usnadňují manipulaci s nimi při nakládání na podvalník. Délka odstřížků je 350 mm při použití přepážky nožových saní, bez přepážky je délka odstřížků 600 mm a šířka přibližně 800 mm. Maximální šířka tuhého šrotu, který lze na nůžkách stříhat, je 1400 mm. Pracovní teploty nůžek jsou od -20°C do + 35°C. [10]



Obr. 6.1 Základní provedení nůžek CNS 730 / 190 MTC s násypkou [11]



Plnění nůžek i odstraňování nastříhaného odpadu je prováděno za pomoci externího nakladače.

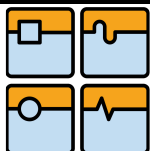


Obr. 6.2 Plnění nůžek CNS 730 / 190 MTC s násypkou [5]

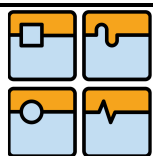
Přemísťování nůžek pomocí čtyřnápravového návěsného podvalníku. [3]



Obr. 6.3 Ustavování nůžek CNS 730 / 190 MTC s násypkou [3]



Obr. 6.4 Nakládání a přeprava nůžek CNS 730 / 190 MTC s násypkou [6]



6.1.1 Základní technické parametry CNS 730 / 190 MTC [3]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Délka zavážecí komory	2700	[mm]
Šířka zavážecí komory	1500	[mm]
Výška zavážecí komory	2400	[mm]
Šířka přidržovače	1500	[mm]
Max. zdvih přidržovače	1000	[mm]
Max. zdvih nožových saní	1000	[mm]
Max. střížní síla	7000	[kN]
Max. síla přidržovače	1900	[kN]
Max. rychlost nožových saní	215	[mm/s]
Max. rychlost přidržovače	730	[mm/s]
Pracovní tlak oleje	35	[MPa]
Pracovní otáčky motoru	1800	[1/min]
Počet stříhů	3 ÷ 5,4	[1/min]
Výkon při stříhání	10 ÷ 20	[t/hod]
Max střížný průřez (pevnost stříhaného materiálu 440 MPa)*		
průměr	160	[mm]
čtverec	145	[mm]
I profil	500 - 2 ks	[mm]
Počet hlavních hydrogenerátorů	3	[ks]
Pracovní kapalina	Minerální hydraulický olej třídy VG 46 dle ISO 3448, Výkonová třída HV dle ISO 6743 (HVLP dle DIN 51502) s viskozitou 41.4+50,6 mm ² s ⁻¹ při 40°C	
Čistota plnění pracovní kapaliny dle ISO 4406	20/18/15 (NAS 9)	
Požadovaná filtrace pracovní kapaliny při plnění	10	μm
Rozsah teplot pracovní kapaliny	15÷65	°C
Obsah nádrže - celkový	1200	dm ³
Obsah nádrže - pracovní	1000	dm ³

Obsah hydraulického oleje v hydr. systému	cca 1300	dm ³
Pracovní tlak	350	bar
Pracovní tlak chladicího okruhu	10	bar
Celková dodávka hlavních čerpadel	1376	dm ³ min ⁻¹
Dodávka čerpadla pohonu rotoru chladiče	20	dm ³ min ⁻¹
Dodávka čerpadla filtračního okruhu	182	dm ³ min ⁻¹
Filtrace oleje	10	μm
Celkový výkon spalovacího motoru (při n=1800 min ⁻¹)	187	kW
Hmotnost pohonu	5530	kg

* Mez pevnosti stříhaného materiálu je stanovena jako 72% R_m.

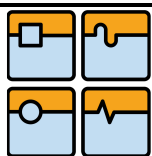
Z důvodů absence verze nůžek CNS 730 / 190 MTC s elektrickým motorem vzniká tento návrh hydraulického pohonu s elektrickým motorem.

7 Hydraulický pohon

Hydraulický pohon je zdrojem tlakové kapaliny, která zajišťuje přenos tlakové energie.

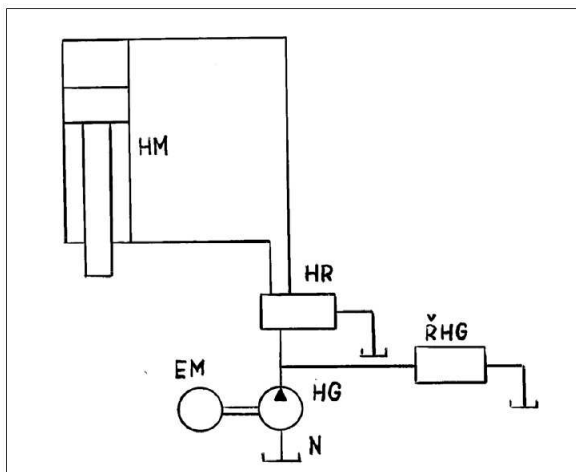
Hydraulické pohony strojů je možné rozdělit na:

- **Přímý pohon**
- **Nepřímý (akumulátorový) pohon**
- **Multiplikátorový pohon**
- **Kombinovaný pohon**



7.1 Přímý pohon

Napájení obvodu pouze hydrogenerátorem.



Obr. 7.1 Blokové schéma přímého pohonu [12]

HM Hydromotor

HR Hydraulický rozvaděč

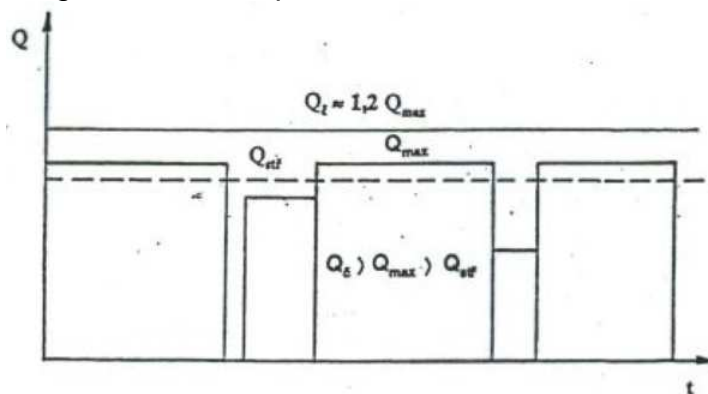
ŘHG Řídící prvek hydrogenerátoru - pojistný ventil

HG Hydrogenerátor

EM Elektromotor

N Nádrž

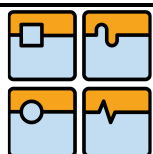
Diagram závislosti průtoku na čase



Obr. 7.2 V časovém diagramu odběru jsou znázorněny 4 různé operace. Q_e je objem dodávaný čerpadlem. [13]

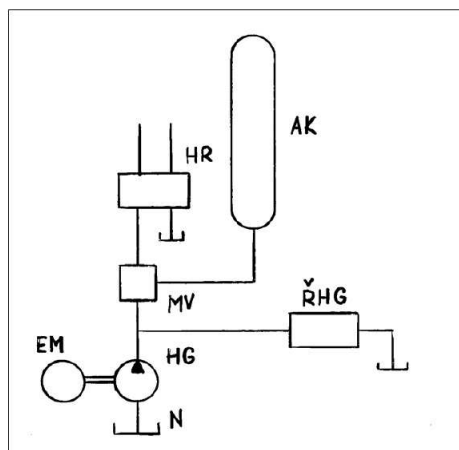
Použití:

- vhodné pro plošné tváření, vytlačování, paktování nebo stříhání kovového odpadu
- malý rozdíl mezi minimálním a maximálním výkonem zařízení
- rychlost se během zdvihu nemění při konstantní dodávce hydrogenerátory, není závislá na odporu
- malý zástavbový prostor
- menší investice
- stroje s přímým pohonem dosahují vyšší účinnosti než s nepřímým (akumulátorovým) pohonem
- méně prvků v obvodu, které mohou být ovlivňovány vnějším zásahem



7.2 Nepřímý (akumulátorový) pohon

Napájení obvodu hydrogenerátorem i akumulátorem, oba jsou trvale ve funkci.



Obr. 7.3 Blokové schéma nepřímého (akumulátorového) pohonu [12]

AK Akumulátor

HR Hydraulický rozvaděč

MV Řídicí prvek - mechanický ventil

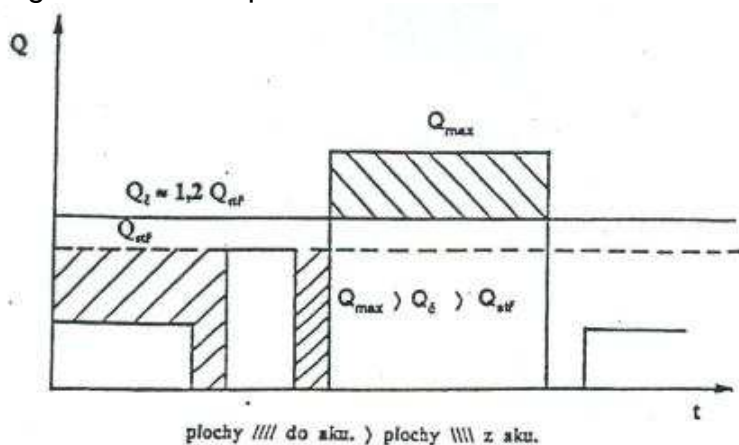
ŘHG Řídicí prvek hydrogenerátoru - pojistný ventil

HG Hydrogenerátor

EM Elektromotor

N Nádrž

Diagram závislosti průtoku na čase



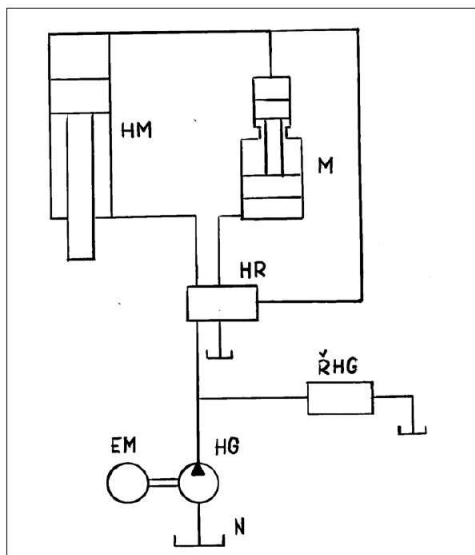
Obr. 7.4 V časovém diagramu odběru jsou znázorněny 4 různé operace. Q_0 je objem dodávaný čerpadlem. [13]

Použití:

- vhodné pro kovací lisy
- velký rozdíl mezi minimálním a maximálním výkonem zařízení
- rychlost se během zvidhu mění, je závislá na odporu
- stroje s nepřímým (akumulátorovým) pohonem dosahují nižší účinnosti než s přímým pohonem
- možnost krátkodobé rychlosti zdvihu až 10 ms^{-1}

7.3 Multiplikátorový pohon

Je zde použit pro zvýšení pracovního tlaku hydrogenerátor s multiplikátorem.



Obr. 7.5 Blokové schéma multiplikátorového pohonu [12]

- HM Hydromotor
- M Multiplikátor
- HR Hydraulický rozvaděč
- ŘHG Řídící prvek hydrogenerátoru - pojistný ventil
- HG Hydrogenerátor
- EM Elektromotor
- N Nádrž

Použití:

- vysoká jmenovitá síla
- zvýšení tlaku až na hodnotu 40 až 100 MPa

7.4 Kombinovaný pohon

Napájení obvodu hydrogenerátorem i akumulátorem, každý z nich lze odpojit z procesu a pak znovu připojit, může obsahovat i multiplikátor. [14]

Použití:

- realizace částí pracovního cyklu různým způsobem dodávky hydraulické kapaliny

7.5 Pohon u CNS nůžek

U nůžek CNS je použit přímý pohon, a to kvůli již zmíněným vlastnostem.

8 Volba pohonu hydraulického agregátu

V původním provedení je pohonnou jednotkou hydraulického agregátu vznětový spalovací motor. Tento motor má základní parametry, výkon 187 kW a otáčky 1800 ot.min^{-1} , potřebné jako vstup do hydraulického agregátu. Tento motor má být nahrazen elektromotorem. Požadavek dle zadání je na motor od firmy SIEMENS.

Zvolené parametry elektromotoru:

- asynchronní motor
- počet pólů – 4
- konstantní otáčky motoru
- výkon 190 – 200 kW

Asynchronní motor je zvolen z důvodu jeho jednoduchosti, provozní spolehlivosti a malé potřebě údržby.

Z požadavku na jednoduchost konstrukce a z provozních podmínek hydraulických čerpadel byl zvolen počet 4 pólů na motoru. Tím odpadá potřeba použití převodového zařízení.

Konstantní otáčky motoru jsou zvoleny z několika důvodů. Hlavním důvodem je připojení hydraulického čerpadla chladicího a filtračního obvodu, kde je potřeba stálého průtoku, na hlavní motor. Tímto odpadá potřeba dalšího motoru. Dalším důvodem je jednodušší a lepší řízení průtoku pomocí regulovatelného čerpadla oproti řízení přes motor pomocí frekvenčního měniče. Ten navíc do systému přináší další poruchový prvek.

Na základě těchto požadavků a provozních podmínek byl zvolený elektromotor SIEMENS, objednáč číslo 1LG6317-4AA66 dle katalogu výrobce (viz příloha 1).

Elektromotor je volen z řady nízkonapěťových motorů, ve standardní velikosti s osovou výškou do 315 mm. Má vlastní chlazení pomocí ventilátoru umístěném na rotoru a litinovou kostru. Tento motor má zvýšenou účinnost IE2 (High efficiency). A to z důvodu nařízení vlády, které u nově instalovaných nízkonapěťových asynchronních motorů s rotorem nakrátko (mimo určité výjimky) stanovuje minimální třídu účinnosti IE2 podle normy ČSN EN 60034-30. Motor je určen pro provoz v rozsahu teplot okolí od $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+40 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Pracovní napětí při 50 Hz je 400 VΔ/690 VY. Pro připojení na napětí 400 V jsou nutné paralelní přívody. Tvar je IM B35, to znamená, že motor je s přírubou a patkami. [15]

8.1 Parametry zvoleného motoru [15]

Zkratka	Hodnota	Jednotka	Popis
P_N 50 Hz	200	kW	Jmenovitý výkon při 50 Hz
Velikost	315 L	-	Velikost
n_N 50 Hz	1490	ot./min	Jmenovité otáčky při 50 Hz
M_N 50 Hz	1282	Nm	Jmenovitý moment při 50 Hz
I_N 50 Hz 400 V	350	A	Jmenovitý proud při 400 V, 50 Hz
M_A/M_N	3,2	-	Záběrný moment při přímém připojení jako násobek jmenovitého momentu
I_A/I_N	7,9	-	Záběrný proud při přímém připojení jako násobek jmenovitého proudu
M_K/M_N	3,1	-	Maximální moment při přímém připojení jako násobek jmenovitého momentu
$m_{IM B3}$	1120	kg	Hmotnost při tvaru IM B3 cca

9 Volba hydraulického čerpadla chladicího a filtračního obvodu

Změnou pohonu hydraulického agregátu se změnily i otáčky čerpadla a tím dodávaný průtok. Pro zachování správné činnosti chladicího a filtračního obvodu je potřeba zachování přibližného průtoku $182 \text{ dm}^3\text{min}^{-1}$ pro tlak 10 bar. Čerpadlo má stálý chod, to znamená, že pracuje se stálým a nepřetržitým průtokem a tlakem a nijak nemění své pracovní vlastnosti.

Čerpadla jsou zvolena od firmy Bosch Rexroth, a to na základě zadání.

9.1 Výpočet teoretického geometrického objemu potřebného pro dané otáčky elektromotoru

$$V_{g1} = \frac{Q_{Pot1}}{n_m} [m^3]$$

$$Q_{Pot1} = 182 \text{ dm}^3\text{min}^{-1} = 3,03 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3\text{s}^{-1} \quad - \text{potřebný průtok chladicího a filtračního obvodu}$$

$$n_m = 1490 \text{ ot./min}^{-1} = 24,83 \text{ ot./s}^{-1} \quad - \text{otáčky motoru jmenovité } (n_N)$$

$$V_{g1} = \frac{Q_{Pot1}}{n_m} = \frac{3,03 \cdot 10^{-3}}{24,83} = 1,22 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{g1} = 1,22 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 122 \text{ cm}^3 \quad - \text{geometrický objem hledaného čerpadla}$$

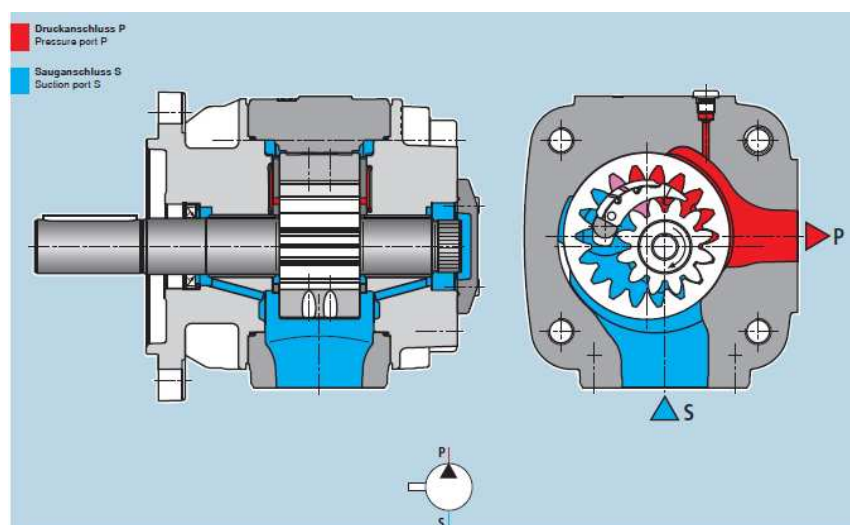
Na základě výpočtu bylo zvolené čerpadlo typ PGH5-3X/125 (viz příloha 2).

Je to zubové čerpadlo s vnitřním ozubením. Zubové čerpadlo je zvoleno z důvodu nízkého požadovaného provozního tlaku, dále má menší rozměrové parametry a vysokou spolehlivost. Vnější ozubení způsobí tišší chod a větší účinnost oproti zubovým čerpadlům s vnějším ozubením.

Čerpadlo pro provoz v rozsahu teplot okolí od $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Čistota pracovní kapaliny dle normy ISO 4406/99 třída 20/18/15. Rozsah viskozity kapaliny 10 až $300\text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ a dovolená startovní viskozita $2000\text{ mm}^2\text{s}^{-1}$. [17]



Obr. 9.1 Čerpadlo PGH5-3X/125 [25]



Obr. 9.2 Čerpadlo PGH5-3X/125 v řezu [25]

9.2 Parametry zvoleného čerpadla PGH5-3X/125 - čerpadlo číslo 1 (viz příloha 2)

Zkratka	Hodnota	Jednotka	Popis
V_{g1}	125,3	cm^3	geometrický objem
$n_{\min 1}$	200	ot./min^{-1}	minimální provozní otáčky čerpadla
$n_{\max 1}$	3000	ot./min^{-1}	maximální provozní otáčky čerpadla
m_1	48	kg	hmotnost

Splnění podmínky provozních otáček

$$n_{\min 1} > n_m < n_{\max 1}$$

$$200 > 1490 < 3000$$

Podmínka provozních otáček je splněna.

9.3 Výpočet teoretické hodnoty průtoku

$$Q_{th1} = V_{g1} \cdot n_m [m^3 s^{-1}]$$

$$n_m = 1490 \text{ ot./min}^{-1} = 24,83 \text{ ot./s}^{-1}$$

- otáčky motoru jmenovité (n_N)

$$V_{g1} = 1,253 \cdot 10^{-4} m^3 = 125,3 \text{ cm}^3$$

- geometrický objem

$$Q_{th1} = V_{g1} \cdot n_m = 1,253 \cdot 10^{-4} \cdot 24,83 = 3,11 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{th1} = 3,11 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 186,6 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} \quad \text{- teoreticky průtok chladicího a filtračního obvodu}$$

9.4 Výpočet reálné hodnoty průtoku pro zvolené čerpadlo

$$Q_1 = Q_{th1} \cdot \eta_{o1} [m^3 s^{-1}]$$

Z diagramu průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena objemová účinnost čerpadla $\eta_{o1} = 0,99$ pro tlak 10 bar (viz příloha 3).

$$Q_1 = Q_{th1} \cdot \eta_{o1} = 3,11 \cdot 10^{-3} \cdot 0,99 = 3,08 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$$

$$Q_1 = 3,08 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 184,8 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} \quad \text{- průtok chladicího a filtračního obvodu}$$

Nová hodnota průtoku v % proti původní.

$$Q_{Pot1} = 182 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} = 3,03 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} \quad \text{- potřebný průtok chladicího a filtračního obvodu}$$

$$\frac{Q_{Pot1}}{Q_1} \cdot 100 = \frac{3,03 \cdot 10^{-3}}{3,08 \cdot 10^{-3}} \cdot 100 = 101,54\%$$

Navýšení průtoku je o hodnotu 1,54%.

9.5 Výpočet příkonu zvoleného čerpadla

$$P_1 = \frac{Q_{th1} \cdot p_1}{\eta_1} [W]$$

Z diagramu celkové účinnosti od výrobce je odečtena celková účinnost čerpadla na $\eta_1 = 0,60$ pro tlak 10 bar. (viz příloha 3)

$$Q_{th1} = 3,11 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 186,6 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok chladicího a filtračního obvodu}$$

$$p_1 = 10 \text{ bar} = 10^6 \text{ Pa}$$

- dodávaný tlak čerpadlem do okruhu

$$P_1 = \frac{Q_{th1} \cdot p_1}{\eta_1} = \frac{3,11 \cdot 10^{-3} \cdot 10^6}{0,60} = 5183,33 W$$

10 Výpočet vstupních a pomocných parametrů pro sestavy čerpadel

Po volbě čerpadla chladicího a filtračního obvodu a elektromotoru, která je provedena v předešlých kapitolách, bude proveden návrh sestavy hydraulických čerpadel a jejich systém provozu. Získané potřebné vstupní hodnoty z volby motoru: výkon 200 kW, otáčky 1490ot.min⁻¹. Vstupní hodnoty od čerpadla chladicího a filtračního obvodu: příkon 5183,33 W. Vstupní hodnoty potřebné pracovní části hydraulického obvodu od zdroje tlakové kapaliny: maximální průtok hydraulického obvodu by neměl být nižší než hodnota 1376 dm³min⁻¹ a maximální potřebný dodávaný tlak 350 bar (hodnoty dle zadání).

Čerpadla budou řazena za sebou na jedné ose; to umožňuje jejich konstrukce, která je k tomuto spojování několika čerpadel uzpůsobena.

Čerpadla jsou volena od firmy Bosch Rexroth, a to na základě zadání.

10.1 Výpočet využitelného výkonu pro čerpadla hlavního okruhu

$$P_U = P_M \cdot P_1 [W]$$

$$P_m = 200 \text{ kW} = 2 \cdot 10^5 \text{ W}$$

- výkon elektromotoru

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

- příkon čerpadla chladicího a filtračního obvodu

$$P_U = P_M \cdot P_1 = 200000 - 5183,33 = 194816,67 \text{ W}$$

Tímto jsme získali hodnotu využitelného výkonu pro hlavní okruh.

10.2 Výpočet hodnot maximálního teoretického průtoku

$$Q_U = \frac{P_U}{p} [m^3 s^{-1}]$$

Z vypočtené hodnoty využitelného výkonu, kterou položíme rovnu teoretickému výkonu (hydrostatickému výkonu), vypočítáme pro zvolenou hodnotu tlaku teoretický průtok. Tato hodnota je teoretická, takže v ní nejsou zahrnuty žádné ztráty.

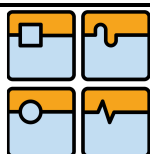
$$P_U = 194816,67 \text{ W}$$

- využitelný výkon

$$p = \{7 \cdot 10^6, 9 \cdot 10^6, 12,5 \cdot 10^6, 20 \cdot 10^6, 35 \cdot 10^6\} \text{ Pa}$$

- zvolené tlaky pro výpočet

$$Q_U = \frac{P_U}{p} = \frac{194816,67}{7 \cdot 10^6} = 2,78 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

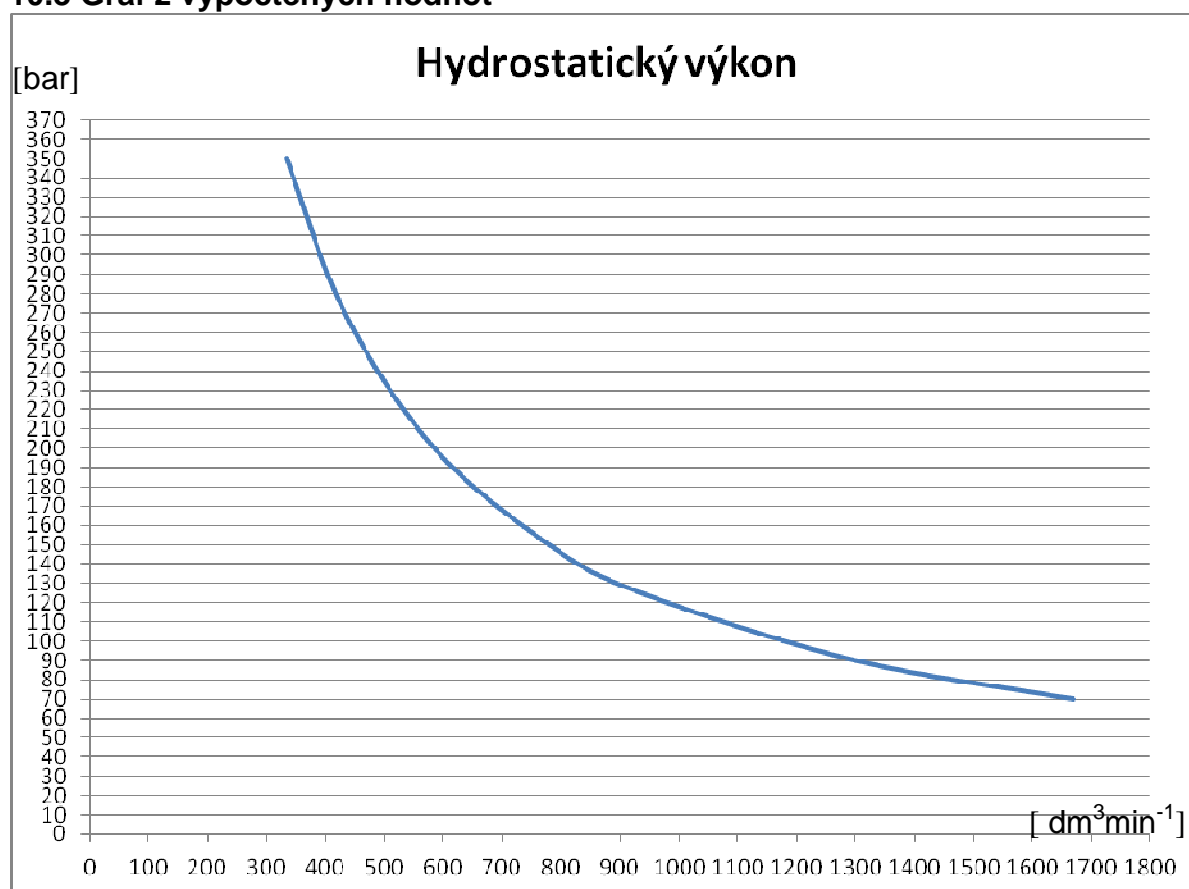


DIPLOMOVÁ PRÁCE

Tabulka vypočtených hodnot teoretického průtoku

Zvolené tlaky pro výpočet p		Výsledný průtok Q_U	
[Pa]	[bar]	[m^3s^{-1}]	[$\text{dm}^3\text{min}^{-1}$]
$7 \cdot 10^6$	70	$2,78 \cdot 10^{-2}$	1670,29
$9 \cdot 10^6$	90	$2,16 \cdot 10^{-2}$	1299,11
$12,5 \cdot 10^6$	125	$1,56 \cdot 10^{-2}$	935,36
$15 \cdot 10^6$	150	$1,30 \cdot 10^{-2}$	779,27
$20 \cdot 10^6$	200	$9,74 \cdot 10^{-3}$	584,60
$27 \cdot 10^6$	270	$7,22 \cdot 10^{-3}$	432,93
$35 \cdot 10^6$	350	$5,57 \cdot 10^{-3}$	334,06

10.3 Graf z vypočtených hodnot



Graf 1 - Hydrostatický výkon

Graf nám znázorňuje křivku konstantního teoretického výkonu 194816,67 W v závislosti na tlaku a teoretickém průtoku. Skutečná křivka výkonu, po započtení ztrát, bude posunuta směrem k počátku a tvar bude mít přibližně stejný.

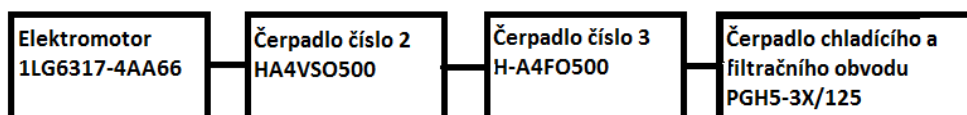
Z grafu vyčteme, při teoretickém výkonu 194816,67 W, že pro hodnotu teoretického průtoku 1376 dm³min⁻¹ je přibližně hodnota tlaku 85 bar.

11 Návrh a výpočet první varianty sestavy čerpadel

11.1 Volba hydraulických čerpadel pracovního okruhu a návrh hydraulického systému čerpadel

Na základě vstupních hodnot, maximálního tlaku 350 bar a minimální hodnoty maximálního průtoku $1376 \text{ dm}^3\text{min}^{-1}$ byla navržena sestava čerpadel HA4VSO500/LR2D/30R-PPH25K43N+H-A4FO500/30R-PPH25U24+PGH5-3X/125RR07VE4 (dle katalogu výrobce), kde poslední čerpadlo je čerpadlo chladicího a filtračního obvodu.

Čerpadla budou řazena za sebou na jedné ose, což umožňuje jejich konstrukce, která je k tomuto spojení několika čerpadel uzpůsobena.



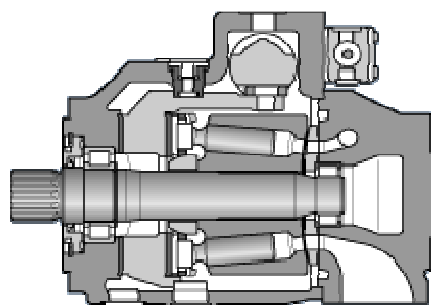
Obr. 11.1 Blokové schéma zapojení elektromotoru a čerpadel

Z důvodu pracovního tlaku 350 bar je zvoleno jako hlavní axiální pístové čerpadlo. První ze dvou čerpadel je HA4VSO500/LR2D (viz příloha 4) a je to axiální pístové regulační čerpadlo, které je řízeno pomocí regulace tlaku a regulací výkonu.

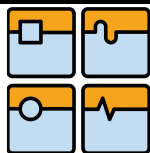
Toto čerpadlo je nastavitelné mechanicky. Přesné ovládání s hyperbolickou kontrolní charakteristikou umožňuje optimální využití výkonu elektromotoru.



Obr. 11.2 Čerpadlo HA4VSO500 [26]



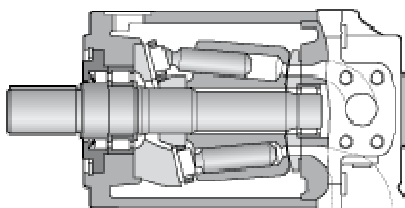
Obr. 11.3 Čerpadlo HA4VSO500 v řezu [26]



Druhé čerpadlo je H-A4FO500 (viz příloha 5) axiální pístové neregulační čerpadlo. Toto čerpadlo má stejné provozní vlastnosti jako čerpadlo HA4VSO500/LR2D.



Obr. 11.4 Čerpadlo HA4FO500 [27]



Obr. 11.5 Čerpadlo HA4FO500 v řezu [27]

Čerpadla budou dodávat hydraulickou kapalinu do hlavního okruhu od spuštění dohromady do nějakého určitého tlaku, to je první stupeň. Poté se neregulační axiální čerpadlo (H-A4FO500) přepne do odpadní větve a přestane dodávat hydraulickou kapalinu do hlavního okruhu. Dále bude dodávat do hlavního okruhu pouze regulovatelné axiální čerpadlo (H4VSO500/LR2D), to je druhý stupeň. Toto čerpadlo při určitém tlaku překoná nastavenou výkonovou hranici a začne regulovat svůj geometrický objem. Toto čerpadlo jede až do zadaného tlaku 350 bar, poté čerpadlo přepne do režimu tlaku a dodává pouze takové množství tekutiny podle potřeby k udržení tohoto tlaku. Regulace tlaku má přednost před regulací výkonu.

11.1.1 Parametry čerpadla H4VSO500/LR2D - čerpadlo číslo 2 (viz příloha 4)

Zkratka	Hodnota	Jednotka	Popis
V_{g2}	500	cm^3	geometrický objem
$n_{\max 2}$	1500	$\text{ot.}/\text{min}^{-1}$	maximální provozní otáčky čerpadla
m_2	320	kg	hmotnost

11.1.2 Parametry čerpadla H-A4FO500 - čerpadlo číslo 3 (viz příloha 5)

Zkratka	Hodnota	Jednotka	Popis
V_{g3}	500	cm^3	geometrický objem
$n_{\max 3}$	1500	$\text{ot.}/\text{min}^{-1}$	maximální provozní otáčky čerpadla
m_3	220	kg	hmotnost

11.2 Provozní tlaky první varianty sestavy čerpadel

11.2.1 Výpočet teoretického průtoku

$$Q_{thS1} = Q_{th2} + Q_{th3} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{th2} = V_{g2} \cdot n_m [m^3 s^{-1}]$$

$$V_{g2} = 500 \text{ cm}^3 = 5 \cdot 10^{-4} m^3 \quad - \text{geometrický objem}$$

$$n_m = 1490 \text{ ot./min}^{-1} = 24,83 \text{ ot./s}^{-1} \quad - \text{otáčky motoru jmenovité } (n_N)$$

$$Q_{th2} = V_{g2} \cdot n_m = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 24,83 = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$Q_{th3} = Q_{th2}$$

$$Q_{th3} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{th3} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od třetího čerpadla}$$

$$Q_{thS1} = Q_{th2} + Q_{th3} = Q_{th2} + Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} + 1,24 \cdot 10^{-2} = 2,48 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{thS1} = 2,48 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 1488 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} \quad - \text{teoretický průtok sestavy v prvním stupni}$$

11.2.2 Volba provozních tlaků

K vypočtené hodnotě teoretického průtoku sestavy $Q_{th} = 1488 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$ nalezneme v grafu hydrostatického výkonu (Graf 1) příslušný tlak. Ten je dle grafu přibližně 80 bar. Tato hodnota tlaku je v teoretickém stavu, takže bez ztrát, proto hodnotu snížíme na hodnotu 70 bar, s kterou budeme dále počítat.

K této hodnotě jsme došli opakovaným propočítáváním hydraulického systému čerpadel za neustálého snižování provozního tlaku, až nám hodnota potřebného příkonu systému čerpadel vyšla na přijatelnou hodnotu, kterou dovoluje daný elektromotor.

Při odpojení druhého čerpadla od hlavního okruhu jde hydraulická kapalina zpátky do nádrže. Odpor proti hydraulické kapalině vlivem potrubí a řídicích prvků obvodu, byl odhadnut na 4 bar.

11.3 Čerpadlo H4VSO500/LR2D v prvním stupni dodávky

11.3.1 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o2p70} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} [-]$$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena teoretická hodnota průtoku $Q_{thGraf2}$ a skutečná hodnota průtoku Q_{Graf2} pro daný tlak z křivky $1320 \text{ ot./min}^{-1}$, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí, a je nejbližší provozním otáčkám, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí, a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$Q_{thGraf2} = 660 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad - \text{ teoretického hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot.min}^{-1}$$

Pro tlak 70 bar = $7 \cdot 10^6$ Pa

$$Q_{Graf2} = 655 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,09 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad - \text{ skutečná hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$\eta_{o2p70} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} = \frac{1,09 \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot 10^{-2}} = 0,99$$

11.3.2 Výpočet skutečného průtoku

$$Q_{2p70} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2p70} \left[\text{m}^3 \text{ s}^{-1} \right]$$

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 744 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad - \text{ teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{o2p70} = 0,99 \quad - \text{ objemová účinnost při tlaku } p = 70 \text{ bar}$$

$$Q_{2p70} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2p70} = 1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 0,99 = 1,23 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$Q_{2p70} = 1,23 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 738 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad - \text{ skutečná hodnota průtoku při tlaku } p = 70 \text{ bar}$$

11.3.3 Výpočet teoretického příkonu

$$P_{th2p70} = Q_{thGraf2} \cdot p \left[\text{W} \right]$$

$$Q_{thGraf2} = 660 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad - \text{ teoretického hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$p = 7 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad - \text{ zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{th2p70} = Q_{thGraf2} \cdot p = 1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 7 \cdot 10^6 = 77000 \text{ W}$$

11.3.4 Výpočet celkové účinnosti

$$\eta_{C2p70} = \frac{P_{th2p70}}{P_{Graf2p70}} \left[- \right]$$

$$P_{th2p70} = 77000 \text{ W} \quad - \text{ teoretická hodnota příkonu}$$

$$P_{Graf2p70} = 93 \text{ kW} = 93000 \text{ W} \quad - \text{ skutečná hodnota příkonu pro tlak } 70 \text{ bar a } 1320 \text{ ot.min}^{-1}$$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena skutečná hodnota příkonu 93 kW pro daný tlak 70 bar z křivky 1320 ot.min⁻¹, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$\eta_{C2p70} = \frac{P_{th2p70}}{P_{Graf2p70}} = \frac{77000}{93000} = 0,83$$

11.3.5 Výpočet skutečného příkonu

$$P_{2p70} = \frac{Q_{th2} \cdot p}{\eta_{C2p70}} [W]$$

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 744 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{C2p70} = 0,83 \quad \text{- celková účinnost při tlaku } p = 70 \text{ bar}$$

$$p = 7 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad \text{- zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{2p70} = \frac{Q_{th2} \cdot p}{\eta_{C2p70}} = \frac{1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 7 \cdot 10^6}{0,83} = 104578,31 W$$

11.4 Čerpadlo H-A4FO500 v prvním stupni dodávky

Z důvodu totožnosti provozních vlastností čerpadla a stejného diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo jsou použity hodnoty z čerpadla H4VSO500/LR2D.

11.4.1 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o3p70} = \eta_{o2p70} [-]$$

$$\eta_{o3p70} = \eta_{o2p70} = 0,99$$

11.4.2 Výpočet skutečného průtoku

$$Q_{3p70} = Q_{2p70} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{3p70} = Q_{2p70} = 1,23 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$Q_{3p70} = 1,23 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 738 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- skutečná hodnota průtoku při tlaku } p = 70 \text{ bar}$$

11.4.3 Výpočet skutečného příkonu

$$P_{3p70} = P_{2p70} [W]$$

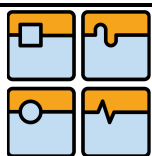
$$P_{3p70} = 104578,31 W \quad \text{- skutečná hodnota příkonu pro tlak 70 bar}$$

11.5 Čerpadlo H-A4FO500 při odpojení

Z důvodu totožnosti provozních vlastností čerpadla a stejného diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo jsou použity hodnoty z čerpadla H4VSO500/LR2D.

11.5.1 Výpočet objemové účinnosti

Odpor proti hydraulické kapalině vlivem potrubí a řídících prvků obvodu byl odhadnut na 4 bar a na základě diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odhadnuta objemová účinnost $\eta_{o3p4} = 1$ (viz příloha 6).

**11.5.2 Výpočet skutečného průtoku**

$$Q_{3p4} = Q_{th3} \cdot \eta_{o2p4} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{th3} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{o3p4} = 1 \quad - \text{objemová účinnost při tlaku } p = 4 \text{ bar}$$

$$Q_{3p4} = Q_{th3} \cdot \eta_{o2p4} = 1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 1 = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{3p4} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od jednoho čerpadla}$$

$p = 4 \text{ bar}$

11.5.3 Výpočet teoretického příkonu

$$P_{th3p4} = Q_{thGraf3} \cdot p [W]$$

$$Q_{thGraf3} = 660 dm^3 min^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} \quad - \text{teoretického hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot.} min^{-1}$$

$$p = 0,4 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad - \text{zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{th3p4} = Q_{thGraf3} \cdot p = 1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 \cdot 10^6 = 4400 W$$

11.5.4 Výpočet celkové účinnosti

$$\eta_{C3p4} = \frac{P_{th3p4}}{P_{Graf3p4}} [-]$$

$$P_{th3p4} = 2200 W$$

- teoretická hodnota příkonu při tlaku $p=4 \text{ bar}$

$$P_{Graf3p4} = 20 \text{ kW} = 20000 W$$

- skutečná hodnota příkonu pro tlak $p = 4 \text{ bar}$
a $1320 \text{ ot.} min^{-1}$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena skutečná hodnota příkonu 20 kW pro daný tlak 4 bar z křivky $1320 \text{ ot.} min^{-1}$, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí, a je nejbližše provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$\eta_{C3p4} = \frac{P_{th3p4}}{P_{Graf3p4}} = \frac{4400}{20000} = 0,22$$

11.5.5 Výpočet skutečného příkonu

$$P_{3p4} = \frac{Q_{th3} \cdot p}{\eta_{C3p4}} [W]$$

$$Q_{th3} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od třetího čerpadla}$$

$$\eta_{C3p4} = 0,22$$

- celková účinnost při tlaku $p=4 \text{ bar}$

$$p = 0,4 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- zvolený tlak pro výpočet

$$P_{3p4} = \frac{Q_{th3} \cdot p}{\eta_{C3p4}} = \frac{1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 \cdot 10^6}{0,22} = 22545,45 W$$

$$P_{3p4} = 22545,45 W$$

- skutečná hodnota příkonu pro tlak 4 bar

11.6 Čerpadlo H4VSO500/LR2D v druhém stupni dodávky

11.6.1 Výpočet využitelného výkonu pro čerpadlo hlavního okruhu

$$P_{US2} = P_U \cdot P_{3p4} [W]$$

$$P_U = 194816,67 \text{ W}$$

- využitelný výkon pro hlavní okruh

$$P_{3p4} = 22545,45 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 3 při odpojení do hlavního okruhu

$$P_{US2} = P_U \cdot P_{3p4} = 194816,67 - 22545,45 = 172271,22 \text{ W}$$

Tímto jsme získali hodnotu využitelného výkonu pro hlavní okruh při druhém stupni dodávky.

11.6.2 Výpočet teoretického příkonu

$$P_{th2p350} = Q_{thGraf2} \cdot p [W]$$

$$Q_{thGraf2} = 660 \text{ dm}^3\text{min}^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3\text{s}^{-1} \quad \text{- teoretického hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$p = 35 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad \text{- zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{th2p350} = Q_{thGraf2} \cdot p = 1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 35 \cdot 10^6 = 385000 \text{ W}$$

11.6.3 Výpočet celkové účinnosti

$$\eta_{C2p350} = \frac{P_{th2p350}}{P_{Graf2p350}} [-]$$

$$P_{th2p350} = 385000 \text{ W}$$

- teoretická hodnota příkonu při tlaku

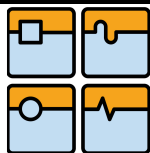
$$p = 350 \text{ bar}$$

$$P_{Graf2p350} = 405 \text{ kW} = 405000 \text{ W}$$

- skutečná hodnota příkonu pro tlak 350 bar a 1320 ot.min⁻¹

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena skutečná hodnota příkonu 405 kW pro daný tlak 350 bar z křivky 1320 ot.min⁻¹, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí, a je nejbližše provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$\eta_{C2p350} = \frac{P_{th2p350}}{P_{Graf2p350}} = \frac{385000}{405000} = 0,95$$

**11.6.4 Výpočet teoretického průtoku**

$$Q_{th2p350} = \frac{P_{US2} \cdot \eta_{C2p350}}{p} = [m^3 s^{-1}]$$

$$P_{US2} = 172271,22 \text{ W}$$

$$\eta_{C2p350} = 0,95$$

$$p = 35 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- využitelný výkon při druhém stupni

- celková účinnost při tlaku $p = 350 \text{ bar}$

- zvolený tlak pro výpočet

$$Q_{th2p350} = \frac{P_{US2} \cdot \eta_{C2p350}}{p} = \frac{172271,22 \cdot 0,95}{35 \cdot 10^6} = 4,68 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{th2p350} = 4,68 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 280,8 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok druhého čerpadla}$$

$p = 350 \text{ bar}$

11.6.5 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o2p350} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} [-]$$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena teoretická hodnota průtoku $Q_{thGraf2}$ a skutečná hodnota průtoku Q_{Graf2} pro daný tlak z křivky 1320 ot.min^{-1} , kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí, a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$Q_{thGraf2} = 660 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} \quad \text{- teoretická hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$\text{Pro tlak } 350 \text{ bar} = 35 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$Q_{Graf2} = 630 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,05 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} \quad \text{- skutečná hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$\eta_{o2p350} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} = \frac{1,05 \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot 10^{-2}} = 0,95$$

11.6.6 Výpočet skutečného průtoku

$$Q_{2p350} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2p350} [m^3]$$

$$\eta_{o2p350} = 0,95$$

- objemová účinnost při tlaku $p = 350 \text{ bar}$

$$Q_{th2} = 4,68 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 280,8 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok druhého čerpadla}$$

$$Q_{2p350} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2p350} = 4,68 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 4,45 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{2p350} = 4,45 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 267 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok od druhého čerpadla při tlaku } p = 350 \text{ bar}$$

11.6.7 Výpočet geometrického objemu

$$V_{g2p350} = \frac{Q_{2p350}}{n_m \cdot \eta_{o2p350}} [m^3]$$

$$\eta_{o2p350} = 0,95$$

- objemová účinnost při tlaku $p = 350$ bar

$$Q_{2p350} = 4,45 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 267 dm^3 min^{-1}$$

- teoretický průtok od druhého čerpadla při tlaku $p = 350$ bar

$$n_m = 1490 ot./min^{-1} = 24,83 ot./s^{-1}$$

- otáčky motoru jmenovité (n_N)

$$V_{g2p350} = \frac{Q_{2p350}}{n_m \cdot \eta_{o2p350}} = \frac{4,45 \cdot 10^{-3}}{24,83 \cdot 0,95} = 1,89 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$V_{g2p350} = 1,89 \cdot 10^{-4} m^3 = 189 cm^3$$

- geometrický objem druhého čerpadla při tlaku 350 bar

11.7 Určení tlaku, při kterém dochází k začátku řízení průtoku

Z grafu hydrostatického výkonu (Graf 1) odečteme hodnotu tlaku pro teoretický průtok $Q_{th2} = 744 dm^3 min^{-1}$. Ta je dle grafu přibližně 155 bar. Tato hodnota tlaku je v teoretickém stavu, takže bez ztrát, a také zde není zahrnut příkon odpojeného druhého čerpadla od hlavního okruhu. Proto hodnotu snížíme o 15% a následně zaokrouhlíme na hodnotu 130 bar, se kterou budeme dále počítat.

Také pro tuto hodnotu budeme hledat hodnoty v diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo. Z těchto hodnot získáme účinnosti, které se v malém rozsahu tlaků nebudou nijak významně měnit.

Tato chyba se ztratí v rozptylu nepřesnosti způsobené zaokrouhlováním, takže po zaokrouhlení bude význam této chyby odstraněn. Zaokrouhlování proběhne směrem dolů. Hodnoty účinností budeme tedy považovat za odpovídající. K těmto získaným hodnotám budeme hledat odpovídající tlak.

11.7.1 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o2p130} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} [-]$$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena teoretického hodnota průtoku $Q_{thGraf2}$ a skutečná hodnota průtoku Q_{Graf2} pro daný tlak z křivky $1320 ot.min^{-1}$, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$Q_{thGraf2} = 660 dm^3 min^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

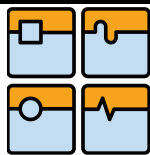
- teoretická hodnota průtoku pro $1320 ot.min^{-1}$

$$\text{Pro tlak } 130 \text{ bar} = 13 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$Q_{Graf2} = 648 dm^3 min^{-1} = 1,08 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

- skutečná hodnota průtoku pro $1320 ot.min^{-1}$

$$\eta_{o2p130} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} = \frac{1,08 \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot 10^{-2}} = 0,98$$

**11.7.2 Výpočet skutečného průtoku**

$$Q_{2pH} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2pH} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{o2pH} = \eta_{o2p130}$$

$$\eta_{o2pH} = 0,98 \quad - \text{objemová účinnost při hledaném tlaku}$$

$$Q_{2pH} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2pH} = 1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 0,98 = 1,22 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{2pH} = 1,22 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 732 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok při hledaném tlaku}$$

11.7.3 Výpočet teoretického příkonu

$$P_{th2p130} = Q_{thGraf2} \cdot p [W]$$

$$Q_{thGraf2} = 660 dm^3 min^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} \quad - \text{teoretická hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot. min}^{-1}$$

$$p = 13 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad - \text{zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{th2p130} = Q_{thGraf2} \cdot p = 1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 13 \cdot 10^6 = 143000 W$$

11.7.4 Výpočet celkové účinnosti

$$\eta_{C2p130} = \frac{P_{th2p130}}{P_{Graf2}} [-]$$

$$P_{th2p130} = 143000 W$$

- teoretická hodnota příkonu

$$P_{Graf2p130} = 160 \text{ kW} = 160000 W$$

- skutečná hodnota příkonu pro tlak
 $p = 130 \text{ bar}$ a $1320 \text{ ot. min}^{-1}$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena skutečná hodnota příkonu 160 kW pro daný tlak 130 bar z křivky $1320 \text{ ot. min}^{-1}$, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$\eta_{C2p130} = \frac{P_{th2p130}}{P_{Graf2}} = \frac{143000}{160000} = 0,89$$

11.7.5 Výpočet tlaku, při kterém dochází k začátku řízení průtoku

$$p = \frac{P_{US2} \cdot \eta_{C2pH}}{Q_{th2}} [m^3 s^{-1}]$$

$$\eta_{o2pH} = \eta_{o2p130}$$

$$\eta_{o2pH} = 0,89$$

- objemová účinnost při hledaném tlaku

$$P_{US2} = 172271,22 W$$

- využitelný výkon při druhém stupni

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$p = \frac{P_{US2} \cdot \eta_{C2p}}{Q_{th2}} = \frac{172271,22 \cdot 0,89}{1,24 \cdot 10^{-2}} = 12364627,89 m^3 s^{-1}$$

$$p = 12364627,89 \text{ Pa} = 123,65 \text{ bar} \quad - \text{tlak při kterém začne řízení průtoku}$$

11.8 Výpočet celkového průtoku hlavního okruhu

11.8.1 První stupeň dodávky

$$Q_{Cp70} = Q_{2p70} + Q_{3p70} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{2p70} = 1,23 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 738 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- skutečná hodnota průtoku při tlaku}$$

$p = 70 \text{ bar}$ od druhého čerpadla

$$Q_{3p70} = 1,23 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 738 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- skutečná hodnota průtoku při tlaku}$$

$p = 70 \text{ bar}$ od třetího čerpadla

$$Q_{Cp70} = Q_{2p70} + Q_{3p70} = 1,23 \cdot 10^{-2} + 1,23 \cdot 10^{-2} = 2,46 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{Cp70} = 2,46 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 1476 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- celkový průtok při tlaku } p = 70 \text{ bar}$$

11.8.2 Druhý stupeň dodávky

$$Q_{2pH} = 1,22 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 732 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- celkový průtok při tlaku } p = 123,65 \text{ bar}$$

druhé čerpadlo připojeno do hlavního okruhu
třetí je odpojeno do odpadní větve

$$Q_{Cp350} = Q_{2p350} [m^3 s^{-1}]$$

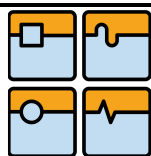
$$Q_{2p350} = 4,45 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 267 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok od druhého čerpadla při}$$

tlaku $p = 350 \text{ bar}$

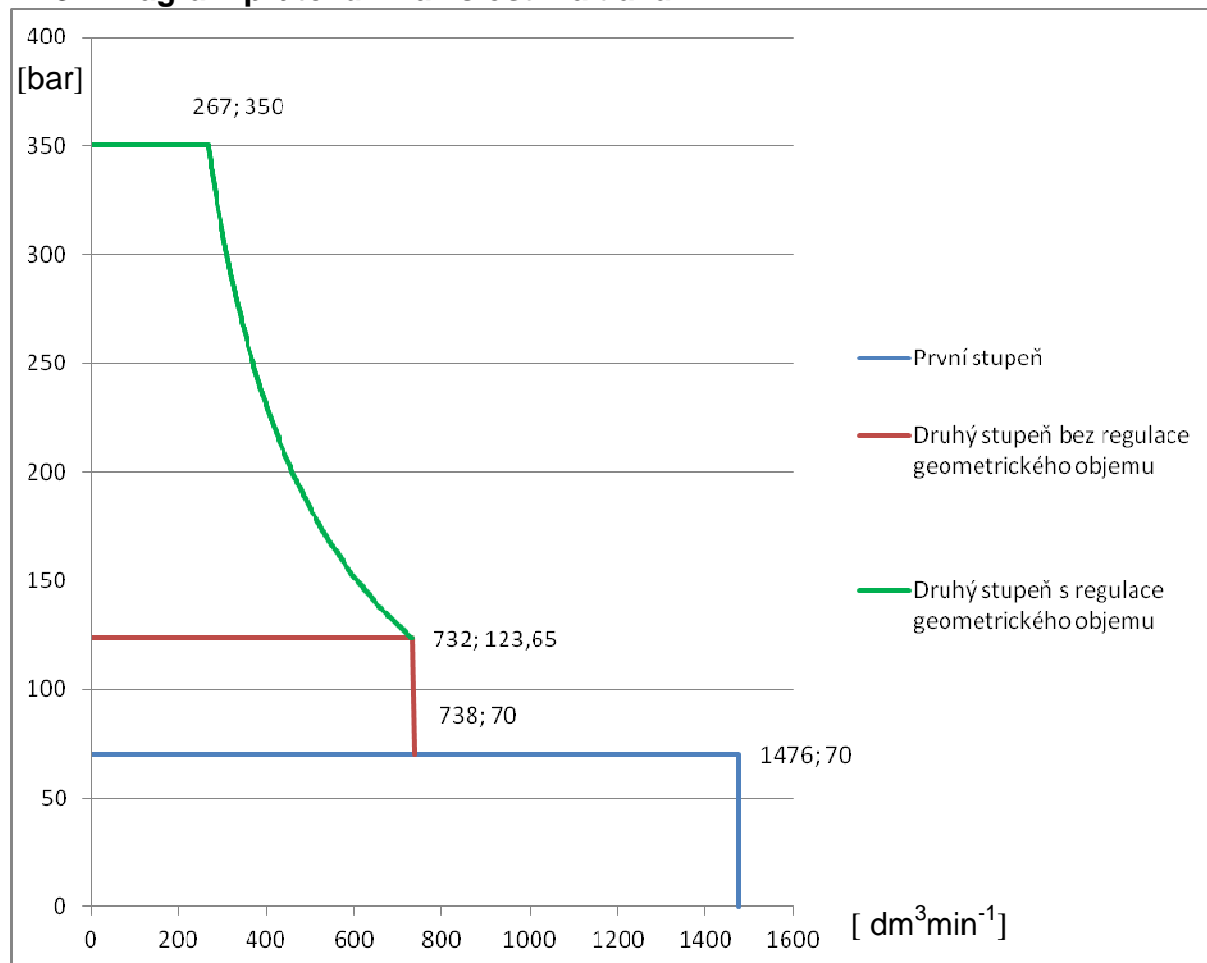
$$Q_{Cp350} = 4,45 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 267 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- celkový průtok při tlaku } p = 350 \text{ bar}$$

11.8.3 Průběh průtoku v závislosti na tlaku

Tlaky p		Průtoky Q_C		
[Pa]	[bar]	Symbol	$[m^3 s^{-1}]$	$[dm^3 min^{-1}]$
$7 \cdot 10^6$	70	Q_{Cp70}	$2,46 \cdot 10^{-2}$	1476
$7 \cdot 10^6$	70	Q_{3p70}	$1,23 \cdot 10^{-2}$	738
$12,365 \cdot 10^6$	123,65	Q_{2pH}	$1,22 \cdot 10^{-2}$	732
$35 \cdot 10^6$	350	Q_{Cp350}	$4,45 \cdot 10^{-3}$	267



11.8.4 Diagram průtoku v závislosti na tlaku



11.9 Výpočet celkového příkonu hlavního okruhu

11.9.1 Všechna čerpadla odpojená do odpadní větve

$$P_{Cp4} = P_{2p4} + P_{3p4} + P_1 [W]$$

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

- příkon čerpadla chladicího a filtračního obvodu

$$P_{3p4} = P_{2p4} = 22545,45 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 3 při odpojení od hlavního okruhu

$$P_{Cp4} = P_{2p4} + P_{3p4} + P_1 = 22545,45 + 22545,45 + 5183,33 = 50274,23 \text{ W}$$

$$P_{Cp4} = 50274,23 \text{ W}$$

- celkový příkon při odpojení od hlavního okruhu

11.9.2 První stupeň dodávky

$$P_{Cp70} = P_{2p70} + P_{3p70} + P_1 [W]$$

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

- příkon čerpadla chladícího a filtračního obvodu

$$P_{2p70} = P_{3p70} = 104578,31 \text{ W}$$

- skutečná hodnota příkonu čerpadla číslo 2 pro tlak $p = 70 \text{ bar}$

$$P_{Cp70} = P_{2p70} + P_{3p70} + P_1 = 104578,31 + 104578,31 + 5183,33 = 214339,95 \text{ W}$$

$$P_{Cp70} = 214339,95 \text{ W}$$

- celkový příkon při tlaku 70 bar
obě čerpadla jsou připojena do hlavního okruhu

$$P_{Cp70-o} = P_{2p70} + P_{3p4} + P_1 [W]$$

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

- příkon čerpadla chladícího a filtračního obvodu

$$P_{2p70} = 104578,31 \text{ W}$$

- skutečná hodnota příkonu pro tlak 70 bar

$$P_{3p4} = 22545,45 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 3 při odpojení do hlavního okruhu

$$P_{Cp70-o} = P_{2p70} + P_{3p4} + P_1 = 104578,31 + 22545,45 + 5183,33 = 132307,09 \text{ W}$$

$$P_{Cp70-o} = 132307,09 \text{ W}$$

- celkový příkon při tlaku 70 bar
druhé čerpadlo připojeno do hlavního okruhu
třetí je odpojeno do odpadní větve

11.9.3 Druhý stupeň dodávky

$$P_{Cp123,65} = P_{2p123,65} + P_{3p4} + P_1 [W]$$

$$P_{US2} = 172271,22 \text{ W}$$

- využitelný výkon při druhém stupni

$$P_{2p123,65} = P_{US2}$$

$$P_{2p123,65} = 172271,22 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 2 při tlaku

$p = 123,65 \text{ bar}$

$$P_{3p4} = 22545,45 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 3 při odpojení do hlavního okruhu

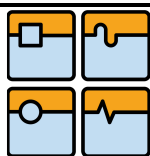
$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

- příkon čerpadla chladícího a filtračního obvodu

$$P_{Cp123,65} = P_{2p123,65} + P_{3p4} + P_1 = 172271,22 + 22545,45 + 5183,33 = 200000 \text{ W}$$

$$P_{Cp123,65} = 200000 \text{ W}$$

- celkový příkon při tlaku 123,65 bar
druhé čerpadlo připojeno do hlavního okruhu
třetí je odpojeno do odpadní větve



$$P_{Cp350} = P_{2p350} + P_{3p4} + P_1 [W]$$

$$P_{US2} = 172271,22 \text{ W}$$

- využitelný výkon při druhém stupni

$$P_{2p350} = P_{US2}$$

$$P_{2p350} = 172271,22 \text{ W}$$

- skutečná hodnota příkonu čerpadla číslo 2 pro tlak $p = 350 \text{ bar}$

$$P_{3p4} = 22545,45 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 3 při odpojení do hlavního okruhu

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

- příkon čerpadla chladicího a filtračního obvodu

$$P_{Cp350} = P_{2p350} + P_{3p4} + P_1 = 172271,22 + 22545,45 + 5183,33 = 200000 \text{ W}$$

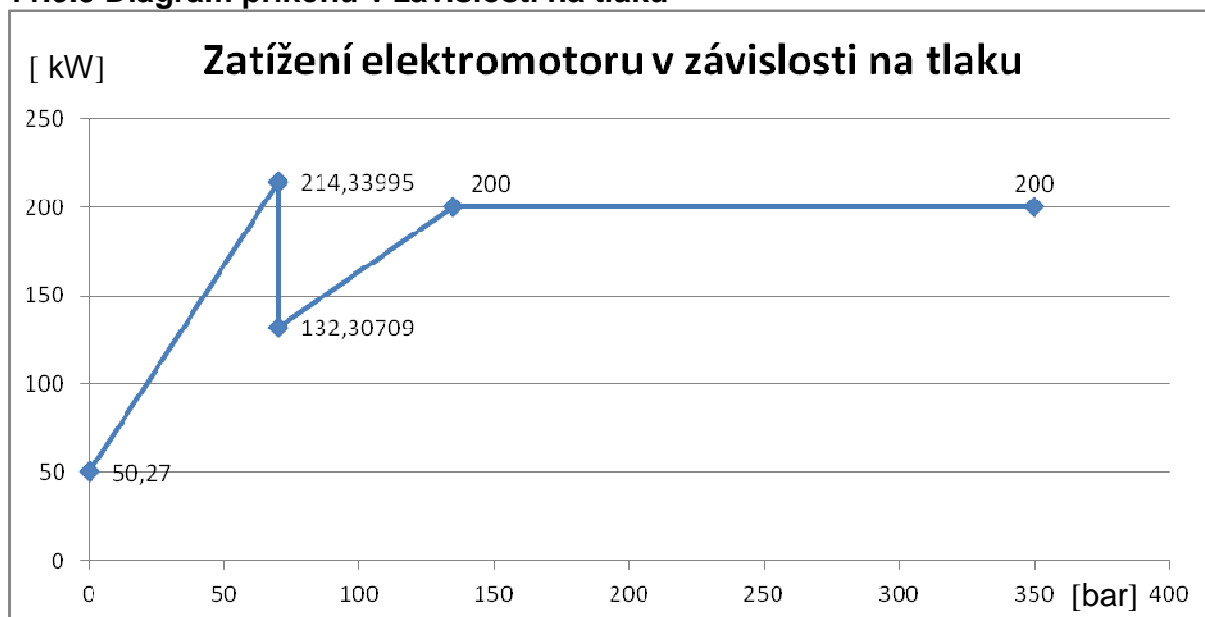
$$P_{Cp350} = 200000 \text{ W}$$

- celkový příkon při tlaku 350 bar
druhé čerpadlo připojeno do hlavního okruhu
třetí je odpojeno do odpadní větve

11.9.4 Průběh příkonu v závislosti na tlaku

Tlaky p		Příkon P		
[Pa]	[bar]	Symbol	[W]	[kW]
$0,2 \cdot 10^6$	2	P_{Cp2}	50274,23	50,27
$7 \cdot 10^6$	70	P_{Cp70}	214339,95	214,34
$7 \cdot 10^6$	70	P_{Cp70-o}	132307,09	132,31
$12,365 \cdot 10^6$	123,65	$P_{Cp134,97}$	200	200
$35 \cdot 10^6$	350	P_{Cp350}	200	200

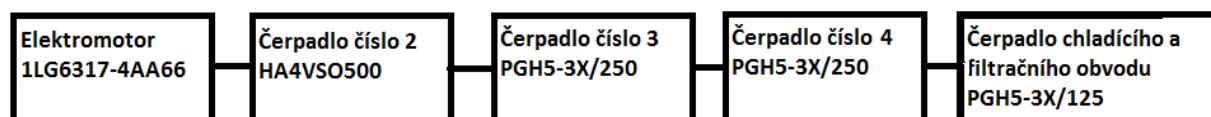
11.9.5 Diagram příkonu v závislosti na tlaku



12 Návrh a výpočet druhé varianty sestavy čerpadel

12.1 Volba hydraulických čerpadel pracovního okruhu a návrh hydraulického systému čerpadel

Na základě vstupních hodnot, maximálního tlaku 350 bar a minimální hodnoty maximálního průtoku $1376 \text{ dm}^3\text{min}^{-1}$, byla navržena sestava čerpadel HA4VSO500/LR2D/30R-PPH25U24N+P3GH5-3X/250+GH5-3X/250+GH5-3X/125RE07+R07+R07E4, kde poslední čerpadlo je čerpadlo chladicího a filtračního obvodu. Čerpadla budou řazena za sebou na jedné ose, což umožňuje jejich konstrukce, která je k tomuto spojování několika čerpadel uzpůsobena.



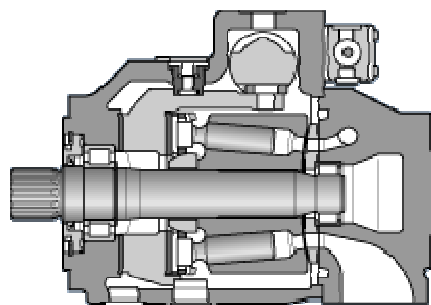
Obr. 12.1 Blokové schéma zapojení elektromotoru a čerpadel

Z důvodu pracovního tlaku 350 bar je zvoleno jako hlavní axiální pístové čerpadlo. První ze dvou čerpadel je HA4VSO500/LR2D (viz příloha 4) a je to axiální pístové regulační čerpadlo, které je řízeno pomocí regulace tlaku a regulací výkonu.

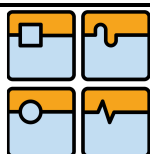
Toto čerpadlo je nastavitelné mechanicky. Přesné ovládání s hyperbolickou kontrolní charakteristikou umožňuje optimální využití výkonu elektromotoru.



Obr. 12.2 Čerpadlo HA4VSO500 [26]



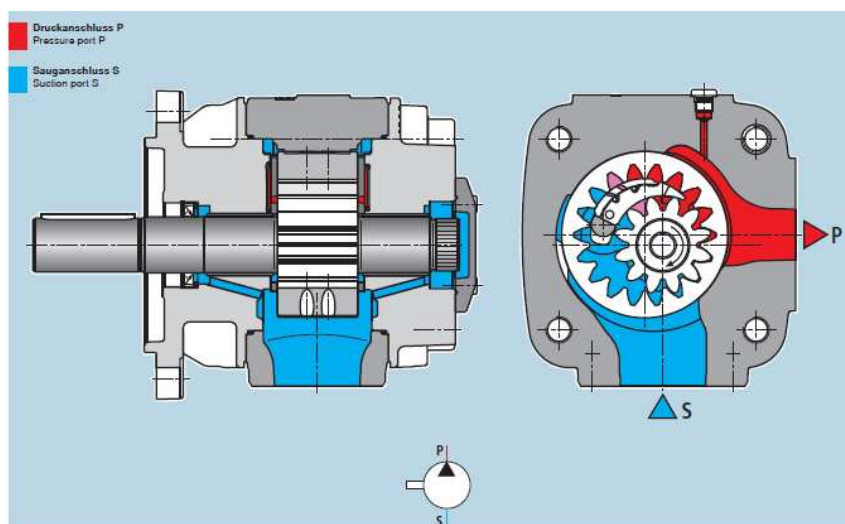
Obr. 12.3 Čerpadlo HA4VSO500 v řezu [26]



Druhé a třetí čerpadlo je stejné, PGH5-3X/250 (viz příloha 2) a je to zubové čerpadlo s vnitřním ozubením.



Obr. 12.4 Čerpadlo PGH5-3X/250 [25]



Obr. 12.5 Čerpadlo PGH5-3X/250 v řezu [25]

Čerpadla budou dodávat hydraulickou kapalinu do hlavního okruhu od spuštění dohromady do nějakého určitého tlaku, to je první stupeň. Poté se třetí čerpadlo, zubové s vnitřním ozubením (PGH5-3X/250), přepne do odpadní větve a přestane dodávat hydraulickou kapalinu do hlavního okruhu. Dále bude dodávat do hlavního okruhu regulovatelné axiální čerpadlo (H4VSO500/LR2D) a druhé čerpadlo zubové s vnitřním ozubením (PGH5-3X/250), to je druhý stupeň. Poté se druhé čerpadlo, zubové s vnitřním ozubením (PGH5-3X/250), přepne do odpadní větve a přestane dodávat hydraulickou kapalinu do hlavního okruhu. Dále bude dodávat do hlavního okruhu pouze regulovatelné axiální čerpadlo (H4VSO500/LR2D), to je třetí stupeň. Toto čerpadlo v určitý tlak překoná nastavenou výkonovou hranici, a začne regulovat svůj geometrický objem. Čerpadlo jede až do zadaného tlaku 350 bar, poté čerpadlo přepne do režimu tlaku a dodává pouze takové množství tekutiny, které je potřeba k udržení tohoto tlaku. Regulace tlaku má přednost před regulací výkonu.

12.1.1 Parametry čerpadla H4VSO500/LR2D - čerpadlo číslo 2 (viz příloha 4)

Zkratka	Hodnota	Jednotka	Popis
V_{g2}	500	cm^3	geometrický objem
$n_{\max 2}$	1500	ot./min^{-1}	maximální provozní otáčky čerpadla
M_2	320	kg	hmotnost

12.1.2 Parametry čerpadla PGH5-3X/250 čerpadlo číslo 3 a 4 (viz příloha 2)

Zkratka	Hodnota	Jednotka	Popis
V_{g3}	250,5	cm^3	geometrický objem
$n_{\min 3}$	200	ot./min^{-1}	minimální provozní otáčky čerpadla
$n_{\max 3}$	3000	ot./min^{-1}	maximální provozní otáčky čerpadla
M_3	60,5	kg	hmotnost

12.2 Provozní tlaky druhé varianty sestavy čerpadel

12.2.1 Výpočet teoretického průtoku

$$Q_{thS1} = Q_{th2} + Q_{th3} + Q_{th4} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{th} = V_g \cdot n_m [m^3 s^{-1}]$$

$$n_m = 1490 \text{ ot./min}^{-1} = 24,83 \text{ ot./s}^{-1} \quad - \text{otáčky motoru jmenovité } (n_N)$$

$$V_{g2} = 500 \text{ cm}^3 = 5 \cdot 10^{-4} m^3 \quad - \text{geometrický objem}$$

$$Q_{th2} = V_{g2} \cdot n_m = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 24,83 = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$V_{g3} = 250,5 \text{ cm}^3 = 2,505 \cdot 10^{-4} m^3 \quad - \text{geometrický objem}$$

$$Q_{th3} = V_{g3} \cdot n_m = 2,505 \cdot 10^{-4} \cdot 24,83 = 6,22 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{th3} = 6,22 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 373,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$Q_{th4} = Q_{th3}$$

$$Q_{th4} = 6,22 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{th4} = 6,22 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 373,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$Q_{thS1} = Q_{th2} + Q_{th3} + Q_{th4} = Q_{th2} + 2 \cdot Q_{th3} = 1,24 \cdot 10^{-2} + 2 \cdot 6,22 \cdot 10^{-3} = 2,48 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{thS1} = 2,48 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 1490 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad - \text{teoretický průtok sestavy v prvním stupni}$$

$$Q_{thS2} = Q_{th2} + Q_{th3} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{thS2} = Q_{th2} + Q_{th3} = Q_{th2} + Q_{th3} = 1,24 \cdot 10^{-2} + 6,22 \cdot 10^{-3} = 1,86 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{thS2} = 1,86 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 1116 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad - \text{teoretický průtok sestavy ve druhém stupni}$$

12.2.2 Volba provozních tlaků

K vypočtené hodnotě teoretického průtoku sestavy $Q_{thS1} = 1490 \text{ dm}^3\text{min}^{-1}$ nalezneme v grafu hydrostatického výkonu (Graf 1) příslušný tlak. Ten je dle grafu přibližně 80 bar. Tato hodnota tlaku je v teoretickém stavu, takže bez ztrát, proto hodnotu snížíme na hodnotu 70 bar, se kterou budeme dále počítat. Pro průtok $Q_{thS1} = 1116 \text{ dm}^3\text{min}^{-1}$ nalezneme v grafu 110 bar a snížíme na hodnotu 90 bar.

K této hodnotě jsme došli opakovaným propočítáváním hydraulického systému čerpadel za neustálého snižování provozního tlaku, až nám hodnota potřebného příkonu systému čerpadel vyšla na přijatelnou hodnotu, kterou dovoluje daný elektromotor.

Při odpojení čerpadla číslo 3 nebo 4 od hlavního okruhu jde hydraulická kapalina zpátky do nádrže. Odpor proti hydraulické kapalině vlivem potrubí a řídicích prvků obvodu byl odhadnut na 4 bar.

12.3 Čerpadlo H4VSO500/LR2D v prvním stupni dodávky

12.3.1 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o2p70} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} [-]$$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena teoretická hodnota průtoku $Q_{thGraf2}$ a skutečná hodnota průtoku Q_{Graf2} pro daný tlak z křivky 1320 ot.min⁻¹, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$Q_{thGraf2} = 660 \text{ dm}^3\text{min}^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3\text{s}^{-1} \quad - \text{ teoretického hodnota průtoku pro 1320 ot.min}^{-1}$$

Pro tlak 70 bar = $7 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

$$Q_{Graf2} = 655 \text{ dm}^3\text{min}^{-1} = 1,09 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3\text{s}^{-1} \quad - \text{ skutečná hodnota průtoku pro 1320 ot.min}^{-1}$$

$$\eta_{o2p70} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} = \frac{1,09 \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot 10^{-2}} = 0,99$$

12.3.2 Výpočet skutečného průtoku

$$Q_{2p70} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2p70} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 744 \text{ dm}^3\text{min}^{-1} \quad - \text{ teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{o2p70} = 0,99 \quad - \text{ objemová účinnost při tlaku } p = 70 \text{ bar}$$

$$Q_{2p70} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2p70} = 1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 0,99 = 1,23 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$$

$$Q_{2p70} = 1,23 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 738 \text{ dm}^3\text{min}^{-1} \quad - \text{ skutečná hodnota průtoku při tlaku } p = 70 \text{ bar}$$

12.3.3 Výpočet teoretického příkonu

$$P_{th2p70} = Q_{thGraf2} \cdot p [W]$$

$$Q_{thGraf2} = 660 \text{ dm}^3\text{min}^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3\text{s}^{-1} \quad \text{- teoretického hodnota průtoku pro 1320 ot.min}^{-1}$$

$$p = 7 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad \text{- zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{th2p70} = Q_{thGraf2} \cdot p = 1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 7 \cdot 10^6 = 77000 W$$

12.3.4 Výpočet celkové účinnosti

$$\eta_{C2p70} = \frac{P_{th2p70}}{P_{Graf2p70}} [-]$$

$$P_{th2p70} = 77000 \text{ W} \quad \text{- teoretická hodnota příkonu}$$

$$P_{Graf2p70} = 93 \text{ kW} = 93000 \text{ W} \quad \text{- skutečná hodnota příkonu pro tlak 70 bar a 1320 ot.min}^{-1}$$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena skutečná hodnota příkonu 93 kW pro daný tlak 70 bar z křivky 1320 ot.min⁻¹, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$\eta_{C2p70} = \frac{P_{th2p70}}{P_{Graf2p70}} = \frac{77000}{93000} = 0,83$$

12.3.5 Výpočet skutečného příkonu

$$P_{2p70} = \frac{Q_{th2} \cdot p}{\eta_{C2p70}} [W]$$

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 744 \text{ dm}^3\text{min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{C2p70} = 0,83 \quad \text{- celková účinnost při tlaku p = 70 bar}$$

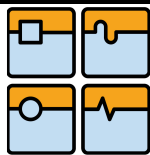
$$p = 7 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad \text{- zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{2p70} = \frac{Q_{th2} \cdot p}{\eta_{C2p70}} = \frac{1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 7 \cdot 10^6}{0,83} = 104578,31 W$$

12.4 Čerpadlo H4VSO500/LR2D při odpojení

12.4.1 Výpočet objemové účinnosti

Odpor proti hydraulické kapalině vlivem potrubí a řídících prvků obvodu byl odhadnut na 4 bar a na základě diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odhadnuta objemová účinnost $\eta_{o3p4} = 1$ (viz příloha 6).

**12.4.2 Výpočet skutečného průtoku**

$$Q_{3p4} = Q_{th3} \cdot \eta_{o2p4} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{th3} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{o3p4} = 1 \quad - \text{objemová účinnost při tlaku } p = 4 \text{ bar}$$

$$Q_{3p4} = Q_{th3} \cdot \eta_{o2p4} = 1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 1 = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{3p4} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od jednoho čerpadla}$$

$p = 4 \text{ bar}$

12.4.3 Výpočet teoretického příkonu

$$P_{th3p4} = Q_{thGraf3} \cdot p [W]$$

$$Q_{thGraf3} = 660 dm^3 min^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} \quad - \text{teoretického hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot. min}^{-1}$$

$$p = 0,4 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad - \text{zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{th3p4} = Q_{thGraf3} \cdot p = 1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 \cdot 10^6 = 4400 W$$

12.4.4 Výpočet celkové účinnosti

$$\eta_{C3p4} = \frac{P_{th3p4}}{P_{Graf3p4}} [-]$$

$$P_{th3p4} = 2200 W$$

- teoretická hodnota příkonu

$$P_{Graf3p4} = 20 \text{ kW} = 20000 W$$

- skutečná hodnota příkonu pro tlak 4 bar a 1320 ot. min⁻¹

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena skutečná hodnota příkonu 20 kW pro daný tlak 4 bar z křivky 1320 ot. min⁻¹, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$\eta_{C3p4} = \frac{P_{th3p4}}{P_{Graf3p4}} = \frac{4400}{20000} = 0,22$$

12.4.5 Výpočet skutečného příkonu

$$P_{3p4} = \frac{Q_{th3} \cdot p}{\eta_{C3p4}} [W]$$

$$Q_{th3} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od třetího čerpadla}$$

$$\eta_{C3p4} = 0,22$$

- celková účinnost při tlaku $p = 4 \text{ bar}$

$$p = 0,4 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- zvolený tlak pro výpočet

$$P_{3p4} = \frac{Q_{th3} \cdot p}{\eta_{C3p4}} = \frac{1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 \cdot 10^6}{0,22} = 22545,45 W$$

$$P_{3p4} = 22545,45 W$$

- skutečná hodnota příkonu pro tlak 4 bar

12.5 Čerpadlo PGH5/250 v prvním stupni dodávky

12.5.1 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o3p70} = \frac{Q_{Graf3}}{Q_{thGraf3}} [-]$$

Z diagramu průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena teoretická hodnota průtoku $Q_{thGraf2}$ a skutečná hodnota průtoku Q_{Graf2} (viz příloha 3).

$$Q_{thGraf3} = 365 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 6,08 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} - \text{teoretického hodnota průtoku}$$

Pro tlak 70 bar = $7 \cdot 10^6$ Pa

$$Q_{Graf3} = 350 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 5,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} - \text{skutečná hodnota průtoku}$$

$$\eta_{o3p70} = \frac{Q_{Graf3}}{Q_{thGraf3}} = \frac{5,83 \cdot 10^{-3}}{6,08 \cdot 10^{-3}} = 0,96$$

12.5.2 Výpočet skutečného průtoku

$$Q_{3p70} = Q_{th3} \cdot \eta_{o3p70} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{th3} = 6,22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 373,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} - \text{teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{o3p70} = 0,96 - \text{objemová účinnost při tlaku } p = 70 \text{ bar}$$

$$Q_{3p70} = Q_{th3} \cdot \eta_{o3p70} = 6,22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96 = 5,97 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$Q_{3p70} = 5,97 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 358,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} - \text{průtok od třetího čerpadla}$$

12.5.3 Výpočet příkonu zvoleného čerpadla

$$P_{3p70} = \frac{Q_{th3} \cdot p}{\eta_{C3p70}} [W]$$

Z diagramu celkové účinnosti od výrobce je odečtena celková účinnost čerpadla na $\eta_{c3p70} = 0,92$ pro tlak 70 bar (viz příloha 3).

$$Q_{th3} = 6,22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 373,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} - \text{teoretický průtok od třetího čerpadla}$$

$$p = 70 \text{ bar} = 7 \cdot 10^6 \text{ Pa} - \text{dodávaný tlak čerpadlem do okruhu}$$

$$P_{3p70} = \frac{Q_{th3} \cdot p}{\eta_{C3p70}} = \frac{6,22 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^6}{0,92} = 47326,09 W$$

12.6 Čerpadlo H4VSO500/LR2D v druhém stupni dodávky

12.6.1 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o2p90} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} [-]$$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena teoretická hodnota průtoku $Q_{thGraf2}$ a skutečná hodnota průtoku Q_{Graf2} pro daný tlak z křivky 1320 ot.min⁻¹, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$Q_{thGraf2} = 660 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad - \text{ teoretického hodnota průtoku pro 1320 ot.min}^{-1}$$

Pro tlak 90 bar = $9 \cdot 10^6$ Pa

$$Q_{Graf2} = 650 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,08 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad - \text{ skutečná hodnota průtoku pro 1320 ot.min}^{-1}$$

$$\eta_{o2p90} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} = \frac{1,08 \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot 10^{-2}} = 0,98$$

12.6.2 Výpočet skutečného průtoku

$$Q_{2p90} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2p90} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 744 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad - \text{ teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{o2p90} = 0,98 \quad - \text{ objemová účinnost při tlaku } p = 90 \text{ bar}$$

$$Q_{2p90} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2p90} = 1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 0,98 = 1,22 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$Q_{2p90} = 1,22 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 732 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad - \text{ skutečná hodnota průtoku při tlaku } p = 90 \text{ bar}$$

12.6.3 Výpočet teoretického příkonu

$$P_{th2p90} = Q_{thGraf2} \cdot p [W]$$

$$Q_{thGraf2} = 660 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad - \text{ teoretického hodnota průtoku pro 1320 ot.min}^{-1}$$

$$p = 9 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad - \text{ zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{th2p90} = Q_{thGraf2} \cdot p = 1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 9 \cdot 10^6 = 99000 W$$

12.6.4 Výpočet celkové účinnosti

$$\eta_{C2p90} = \frac{P_{th2p90}}{P_{Graf2p90}} [-]$$

$$P_{th2p90} = 99000 \text{ W}$$

$$P_{Graf2p90} = 115 \text{ kW} = 115000 \text{ W}$$

- teoretická hodnota příkonu při tlaku

p = 90 bar

- skutečná hodnota příkonu pro tlak

p = 90 bar a 1320 ot.min⁻¹

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena skutečná hodnota příkonu 115 kW pro daný tlak 90 bar z křivky 1320 ot.min⁻¹, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$\eta_{C2p90} = \frac{P_{th2p90}}{P_{Graf2p90}} = \frac{99000}{115000} = 0,86$$

12.6.5 Výpočet skutečného příkonu

$$P_{2p90} = \frac{Q_{th2} \cdot p}{\eta_{C2p90}} [W]$$

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{s}^{-1} = 744 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{C2p90} = 0,86 \quad \text{- celková účinnost při tlaku p = 90 bar}$$

$$p = 9 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad \text{- zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{2p90} = \frac{Q_{th2} \cdot p}{\eta_{C2p90}} = \frac{1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 9 \cdot 10^6}{0,86} = 129767,44 \text{ W}$$

12.7 Čerpadlo PGH5/250 v druhém stupni dodávky

12.7.1 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o3p90} = \frac{Q_{Graf3}}{Q_{thGraf3}} [-]$$

Z diagramu průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena teoretická hodnota průtoku $Q_{thGraf2}$ a skutečná hodnota průtoku Q_{Graf2} (viz příloha 3).

$$Q_{thGraf3} = 365 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} = 6,08 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{s}^{-1} \quad \text{- teoretická hodnota průtoku}$$

Pro tlak 90 bar = $9 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

$$Q_{Graf3} = 345 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1} = 5,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{s}^{-1} \quad \text{- skutečná hodnota průtoku}$$

$$\eta_{o3p90} = \frac{Q_{Graf3}}{Q_{thGraf3}} = \frac{5,75 \cdot 10^{-3}}{6,08 \cdot 10^{-3}} = 0,95$$

12.7.2 Výpočet skutečného průtoku

$$Q_{3p90} = Q_{th3} \cdot \eta_{o3p90} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{th3} = 6,22 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 373,2 dm^3 min^{-1} \quad \text{- teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{o3p90} = 0,95 \quad \text{- objemová účinnost při tlaku } p = 90 \text{ bar}$$

$$Q_{3p90} = Q_{th3} \cdot \eta_{o3p90} = 6,22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 5,90 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{3p90} = 5,90 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 354 dm^3 min^{-1} \quad \text{- skutečná hodnota průtoku při tlaku } p = 90 \text{ bar}$$

12.7.3 Výpočet příkonu zvoleného čerpadla

$$P_{3p90} = \frac{Q_{th3} \cdot p}{\eta_{C3p90}} [W]$$

Z diagramu celkové účinnosti od výrobce je odečtena celková účinnost čerpadla na $\eta_{C3p90} = 0,92$ pro tlak 90 bar (viz příloha 3).

$$Q_{th3} = 6,22 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 373,2 dm^3 min^{-1} \quad \text{- teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$p = 90 \text{ bar} = 9 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad \text{- dodávaný tlak čerpadlem do okruhu}$$

$$P_{3p90} = \frac{Q_{th3} \cdot p}{\eta_{C3p90}} = \frac{6,22 \cdot 10^{-3} \cdot 9 \cdot 10^6}{0,92} = 60847,83 W$$

12.8 Čerpadlo PGH5/250 při odpojení

Po odpojení čerpadla od hlavního okruhu byl odpor proti hydraulické kapalině vlivem potrubí a řídících prvků obvodu odhadnut na 4 bar.

Z důvodu absence informací v diagramech výrobce pro nižší tlaky než je 10 bar je zvolen pro určení příkonu čerpadla při tlaku 4 bar matematický aparát.

Proložíme bod minimálního příkonu při tlaku 1 bar a bod příkonu při tlaku 20 bar přímkou a pomocí směrnice tvaru rovnice přímky dopočítáme chybějící hodnotu příkonu při tlaku 4 bar. Dle katalogu výrobce je minimální příkon čerpadla při tlaku přibližně 1 baru roven příkonu 7,5 kW.

12.8.1 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o3p20} = \frac{Q_{Graf3}}{Q_{thGraf3}} [-]$$

Z diagramu průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena teoretická hodnota průtoku $Q_{thGraf2}$ a skutečná hodnota průtoku Q_{Graf2} (viz příloha 3).

$$Q_{thGraf3} = 365 dm^3 min^{-1} = 6,08 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} \quad \text{- teoretická hodnota průtoku}$$

Pro tlak 20 bar = $2 \cdot 10^6$ Pa

$Q_{\text{Graf3}} = 360 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ - skutečná hodnota průtoku

$$\eta_{o3p20} = \frac{Q_{\text{Graf3}}}{Q_{\text{thGraf3}}} = \frac{6 \cdot 10^{-3}}{6,08 \cdot 10^{-3}} = 0,99$$

12.8.2 Výpočet skutečného průtoku

$$Q_{3p20} = Q_{\text{th3}} \cdot \eta_{o3p20} [m^3 s^{-1}]$$

$Q_{\text{th3}} = 6,22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 373,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - teoretický průtok od druhého čerpadla

$\eta_{o3p20} = 0,99$ - objemová účinnost při tlaku $p = 20$ bar

$$Q_{3p20} = Q_{\text{th3}} \cdot \eta_{o3p20} = 6,22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,99 = 6,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$Q_{3p20} = 6,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 369,6 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - průtok od třetího čerpadla při tlaku $p = 90$ bar

12.8.3 Pomocný výpočet příkonu zvoleného čerpadla

$$P_{3p20} = \frac{Q_{\text{th3}} \cdot p}{\eta_{C3p20}} [W]$$

Z diagramu celkové účinnosti od výrobce je odečtena celková účinnost čerpadla na $\eta_{c3p20} = 0,84$ pro tlak 20 bar (viz příloha 3).

$Q_{\text{th3}} = 6,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 369,6 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - teoretický průtok od druhého čerpadla

$p = 20 \text{ bar} = 2 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ - dodávaný tlak čerpadlem do okruhu

$$P_{3p20} = \frac{Q_{\text{th3}} \cdot p}{\eta_{C3p20}} = \frac{6,16 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^6}{0,84} = 14666,67 W$$

12.8.4 Výpočet příkonu zvoleného čerpadla

$$y_3 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot x_3 + y_1$$

$$y_2 = P_{3p20} = 14666,67 W$$

$$y_1 = P_{\text{minPotrebný}} = 7500 W$$

$$x_2 = p = 20 \text{ bar} = 2 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$x_1 = p = 1 \text{ bar} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$x_3 = p = 3 \text{ bar} = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- příkon čerpadla při tlaku 20 bar

- minimální potřebný příkon čerpadla při tlaku přibližně 1 bar

- tlak čerpadla při příkonu 14666,67 W

- přibližný tlak při minimální potřebné hodnotě příkonu

- rozdíl tlaků mezi minimální hodnotou tlaku a požadovanou hodnotou tlaku

$$y_3 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot x_3 + y_1 = \frac{14666,67 - 7500}{2 \cdot 10^6 - 0,1 \cdot 10^6} \cdot 0,3 \cdot 10^6 + 7500 = 8631,58$$

$$y_3 = P_{3p4}$$

$$P_{3p4} = 8631,58 \text{ W} = 8,63 \text{ kW}$$

- příkon čerpadla číslo 3 při odpojení od hlavního okruhu při tlaku 4 bar

12.9 Čerpadlo H4VSO500/LR2D v třetím stupni dodávky

12.9.1 Výpočet využitelného výkonu pro čerpadlo hlavního okruhu

$$P_{US2} = P_U - P_{3p4} - P_{4p4} [W]$$

$$P_U = 194816,67 \text{ W}$$

- využitelný výkon pro hlavní okruh

$$P_{4p4} = P_{3p4} = 8631,58 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 4 při odpojení od hlavního okruhu při tlaku 4 bar

$$P_{US2} = P_U - 2 \cdot P_{3p4} = 194816,67 - 2 \cdot 8631,58 = 177553,51 \text{ W}$$

Tímto jsme získali hodnotu využitelného výkonu pro hlavní okruh při druhém stupni dodávky.

12.9.2 Výpočet teoretického příkonu

$$P_{th2p350} = Q_{thGraf2} \cdot p [W]$$

$$Q_{thGraf2} = 660 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad \text{- teoretického hodnota průtoku pro 1320 ot.min}^{-1}$$

$$p = 35 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- zvolený tlak pro výpočet

$$P_{th2p350} = Q_{thGraf2} \cdot p = 1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 35 \cdot 10^6 = 385000 \text{ W}$$

12.9.3 Výpočet celkové účinnosti

$$\eta_{C2p350} = \frac{P_{th2p350}}{P_{Graf2}} [-]$$

$$P_{th2p350} = 385000 \text{ W}$$

- teoretická hodnota příkonu

$$P_{Graf2p350} = 405 \text{ kW} = 405000 \text{ W}$$

- skutečná hodnota příkonu pro tlak 350 bar a 1320 ot.min⁻¹

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena skutečná hodnota příkonu 405 kW pro daný tlak 350 bar z křivky 1320 ot.min⁻¹, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$\eta_{C2p350} = \frac{P_{th2p350}}{P_{Graf2}} = \frac{385000}{405000} = 0,95$$

12.9.4 Výpočet teoretického průtoku

$$Q_{th2p350} = \frac{P_{US2} \cdot \eta_{C2p350}}{p} = [m^3 s^{-1}]$$

$$P_{US2} = 177553,51 \text{ W}$$

$$\eta_{C2p350} = 0,95$$

$$p = 35 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- využitelný výkon při druhém stupni

- celková účinnost při tlaku $p = 350 \text{ bar}$

- zvolený tlak pro výpočet

$$Q_{th2p350} = \frac{P_{US2} \cdot \eta_{C2p350}}{p} = \frac{177553,51 \cdot 0,95}{35 \cdot 10^6} = 4,82 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{th2p350} = 4,82 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 289,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok druhého čerpadla při tlaku } p = 350 \text{ bar}$$

12.9.5 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o2p350} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} [-]$$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena teoretického hodnota průtoku $Q_{thGraf2}$ a skutečná hodnota průtoku Q_{Graf2} pro daný tlak z křivky 1320 ot.min^{-1} , kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$Q_{thGraf2} = 660 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} \quad \text{- teoretická hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$\text{Pro tlak } 350 \text{ bar} = 35 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$Q_{Graf2} = 630 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 1,05 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} \quad \text{- skutečná hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot.min}^{-1}$$

$$\eta_{o2p350} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} = \frac{1,05 \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot 10^{-2}} = 0,95$$

12.9.6 Výpočet skutečného průtoku

$$Q_{2p350} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2p350} [m^3]$$

$$\eta_{o2p350} = 0,95$$

- objemová účinnost při tlaku

$p = 350 \text{ bar}$

$$Q_{th2p350} = 4,82 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 289,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok druhého čerpadla}$$

$$Q_{2p350} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2p350} = 4,82 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 4,58 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{2p350} = 4,58 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 274,8 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad \text{- teoretický průtok od druhého čerpadla při tlaku } p = 350 \text{ bar}$$

12.9.7 Výpočet geometrického objemu

$$V_{g2p350} = \frac{Q_{2p350}}{n_m \cdot \eta_{o2p350}} [m^3]$$

$$\eta_{o2p350} = 0,95$$

$$Q_{2p350} = 4,58 \cdot 10^{-3} m^3 s^{-1} = 274,8 dm^3 min^{-1}$$

$$n_m = 1490 ot./min^{-1} = 24,83 ot./s^{-1}$$

$$V_{g2p350} = \frac{Q_{2p350}}{n_m \cdot \eta_{o2p350}} = \frac{4,58 \cdot 10^{-3}}{24,83 \cdot 0,95} = 1,94 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$V_{g3} = 1,94 \cdot 10^{-4} m^3 = 194 cm^3$$

- objemová účinnost při tlaku

$p = 350 bar$

- teoretický průtok od druhého

čerpadla při tlaku $p = 350 bar$

- otáčky motoru jmenovité (n_N)

- geometrický objem druhého čerpadla při tlaku 350 bar

12.10 Určení tlaku, při kterém dochází k začátku řízení průtoku

Z grafu hydrostatického výkonu (Graf 1) odečteme hodnotu tlaku pro teoretický průtok $Q_{th2} = 744 dm^3 min^{-1}$. Ta je dle grafu přibližně 155 bar. Tato hodnota tlaku je v teoretickém stavu, takže bez ztrát, proto hodnotu snížíme o 15% a následně zaokrouhlíme na hodnotu 130 bar, se kterou budeme dále počítat.

Také pro tuto hodnotu budeme hledat hodnoty v diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo. Z těchto hodnot získáme účinnosti, které se v malém rozsahu tlaků nebudou nijak významně měnit.

Tato chyba se ztratí v rozptylu nepřesnosti způsobené zaokrouhlováním, takže po zaokrouhlení bude význam této chyby odstraněn. Zaokrouhlování proběhne směrem dolů. Hodnoty účinností budeme tedy považovat za odpovídající. K těmto získaným hodnotám budeme hledat odpovídající tlak.

12.10.1 Výpočet objemové účinnosti

$$\eta_{o2p130} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} [-]$$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena teoretická hodnota průtoku $Q_{thGraf2}$ a skutečná hodnota průtoku Q_{Graf2} pro daný tlak z křivky 1320 ot.min⁻¹, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližší provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$Q_{thGraf2} = 660 dm^3 min^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} \quad - \text{teoretická hodnota průtoku pro } 1320 ot.min^{-1}$$

Pro tlak 130 bar = $13 \cdot 10^6 Pa$

$$Q_{Graf2} = 648 dm^3 min^{-1} = 1,08 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} \quad - \text{skutečná hodnota průtoku pro } 1320 ot.min^{-1}$$

$$\eta_{o2p130} = \frac{Q_{Graf2}}{Q_{thGraf2}} = \frac{1,08 \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot 10^{-2}} = 0,98$$

12.10.2 Výpočet skutečného průtoku

$$Q_{2pH} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2pH} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$\eta_{o2pH} = \eta_{o2p130}$$

$$\eta_{o2pH} = 0,98 \quad - \text{objemová účinnost při hledaném tlaku}$$

$$Q_{2pH} = Q_{th2} \cdot \eta_{o2pH} = 1,24 \cdot 10^{-2} \cdot 0,98 = 1,22 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1}$$

$$Q_{2pH} = 1,22 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 732 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok při hledaném tlaku}$$

12.10.3 Výpočet teoretického příkonu

$$P_{th2p130} = Q_{thGraf2} \cdot p [W]$$

$$Q_{thGraf2} = 660 dm^3 min^{-1} = 1,1 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} \quad - \text{teoretická hodnota průtoku pro } 1320 \text{ ot. min}^{-1}$$

$$p = 13 \cdot 10^6 Pa \quad - \text{zvolený tlak pro výpočet}$$

$$P_{th2p130} = Q_{thGraf2} \cdot p = 1,1 \cdot 10^{-2} \cdot 13 \cdot 10^6 = 143000 W$$

12.10.4 Výpočet celkové účinnosti

$$\eta_{C2p130} = \frac{P_{th2p130}}{P_{Graf2}} [-]$$

$$P_{th2p130} = 143000 W \quad - \text{teoretická hodnota příkonu}$$

$$P_{Graf2p130} = 160 kW = 160000 W \quad - \text{skutečná hodnota příkonu pro tlak 130 bar a } 1320 \text{ ot. min}^{-1}$$

Z diagramu příkonu a průtoku od výrobce pro dané čerpadlo je odečtena skutečná hodnota příkonu 160 kW pro daný tlak 130 bar z křivky 1320 ot.min⁻¹, kterou výrobce u tohoto čerpadla uvádí a je nejbližše provozním otáčkám (viz příloha 6).

$$\eta_{C2p130} = \frac{P_{th2p130}}{P_{Graf2}} = \frac{143000}{160000} = 0,89$$

12.10.5 Výpočet tlaku, při kterém dochází k začátku řízení průtoku

$$p = \frac{P_{US2} \cdot \eta_{C2pH}}{Q_{th2}} [m^3 s^{-1}]$$

$$\eta_{o2pH} = \eta_{o2p130}$$

$$\eta_{o2pH} = 0,89 \quad - \text{objemová účinnost při hledaném tlaku}$$

$$P_{US2} = 177553,51 W \quad - \text{využitelný výkon při druhém stupni}$$

$$Q_{th2} = 1,24 \cdot 10^{-2} m^3 s^{-1} = 744 dm^3 min^{-1} \quad - \text{teoretický průtok od druhého čerpadla}$$

$$p = \frac{P_{US2} \cdot \eta_{C2p}}{Q_{th2}} = \frac{177553,51 \cdot 0,89}{1,24 \cdot 10^{-2}} = 127437,60 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$p = 127437,60 \text{ Pa} = 127,44 \text{ bar}$ - tlak při kterém začne řízení průtoku

12.11 Výpočet celkového průtoku hlavního okruhu

12.11.1 První stupeň dodávky

$$Q_{Cp70} = Q_{2p70} + Q_{3p70} + Q_{4p70} [m^3 s^{-1}]$$

$$Q_{4p70} = Q_{3p70} [m^3 s^{-1}]$$

$Q_{3p70} = 5,97 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 358,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - průtok od třetího čerpadla při tlaku
 $p = 70 \text{ bar}$

$Q_{2p70} = 1,23 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 738 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - skutečná hodnota průtoku při tlaku
 $p = 70 \text{ bar}$

$$Q_{Cp70} = Q_{2p70} + 2 \cdot Q_{3p70} = 1,23 \cdot 10^{-2} + 2 \cdot 5,97 \cdot 10^{-3} = 2,42 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$Q_{Cp70} = 2,42 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 1452 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - celkový průtok při tlaku $p = 70 \text{ bar}$

12.11.2 Druhý stupeň dodávky

$$Q_{Cp90} = Q_{2p90} + Q_{3p90} [m^3 s^{-1}]$$

$Q_{3p90} = 5,90 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 354 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - průtok od třetího čerpadla při tlaku
 $p = 90 \text{ bar}$

$Q_{2p90} = 1,22 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 732 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - skutečná hodnota průtoku při tlaku
 $p = 90 \text{ bar}$

$$Q_{Cp90} = Q_{2p90} + Q_{3p90} = 1,22 \cdot 10^{-2} + 5,90 \cdot 10^{-3} = 1,81 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$Q_{Cp90} = 1,81 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 1086 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - celkový průtok při tlaku $p = 90 \text{ bar}$

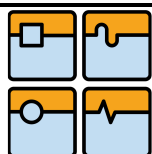
12.11.3 Třetí stupeň dodávky

$Q_{2pH} = 1,22 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 732 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - celkový průtok při tlaku $p = 127,44 \text{ bar}$
druhé čerpadlo připojeno do hlavního okruhu
třetí a čtvrté je odpojeno do odpadní větve

$$Q_{Cp350} = Q_{2p350} [m^3 s^{-1}]$$

$Q_{2p350} = 4,58 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 274,8 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - teoretický průtok od druhého
čerpadla při tlaku $p = 350 \text{ bar}$

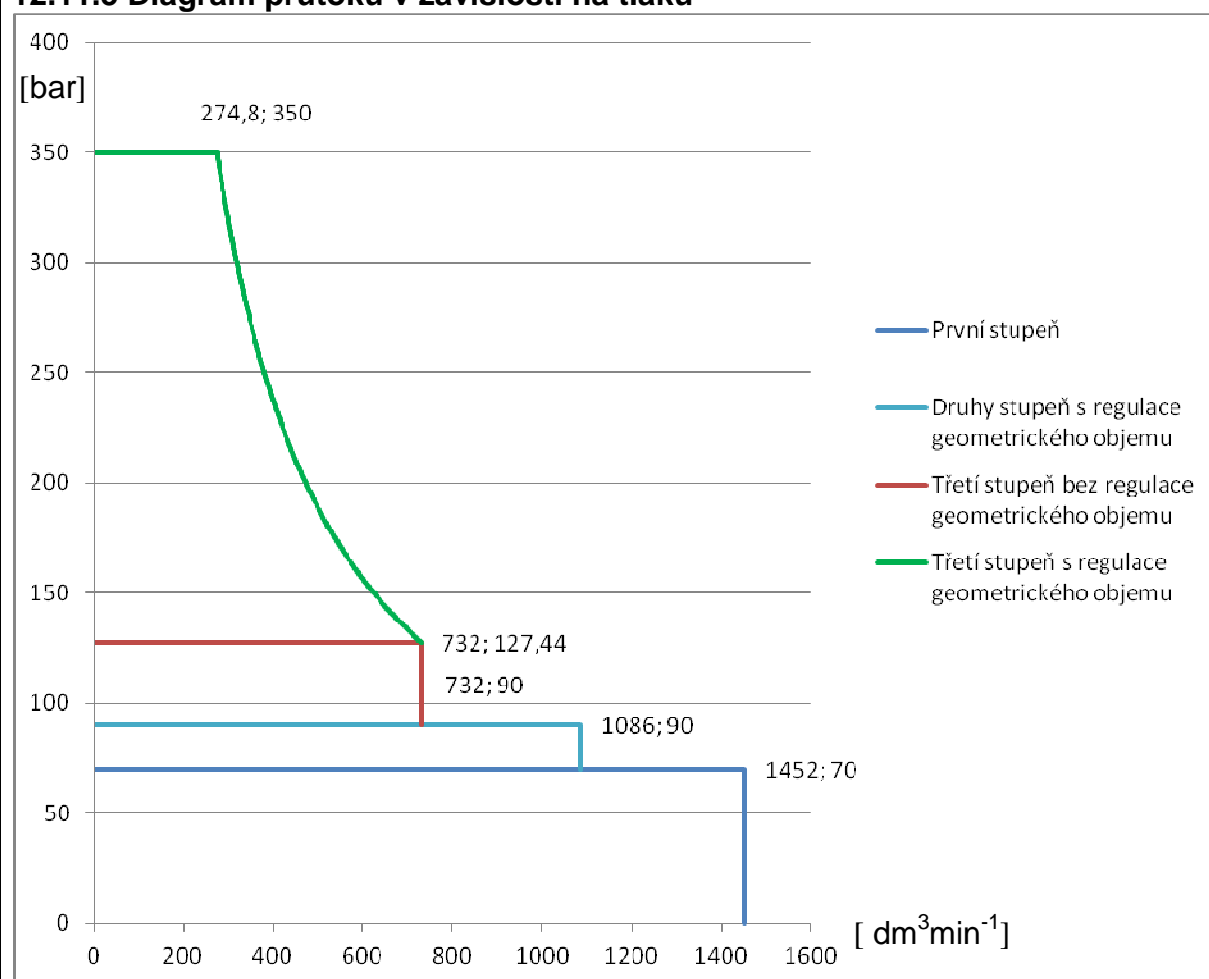
$Q_{Cp350} = 4,58 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 274,8 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ - celkový průtok při tlaku $p = 350 \text{ bar}$



12.11.4 Průběh průtoku v závislosti na tlaku

Tlaky p		Průtoky Q_C		
[Pa]	[bar]	Symbol	[m^3s^{-1}]	[$\text{dm}^3\text{min}^{-1}$]
$7 \cdot 10^6$	70	Q_{Cp70}	$2,42 \cdot 10^{-2}$	1452
$9 \cdot 10^6$	90	Q_{Cp90}	$1,81 \cdot 10^{-2}$	1086
$9 \cdot 10^6$	90	Q_{2p90}	$1,22 \cdot 10^{-2}$	732
$12,74 \cdot 10^6$	127,44	Q_{2pH}	$1,22 \cdot 10^{-2}$	732
$35 \cdot 10^6$	350	Q_{Cp350}	$4,58 \cdot 10^{-3}$	274,8

12.11.5 Diagram průtoku v závislosti na tlaku



12.12 Výpočet celkového příkonu hlavního okruhu

12.12.1 Všechna čerpadla odpojená do odpadní větve

$$P_{Cp4} = P_{2p4} + P_{3p4} + P_{4p4} + P_1 [W]$$

$$P_{2p4} = 22545,45 \text{ W}$$

$$P_{4p4} = P_{3p4} = 8631,58 \text{ W}$$

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

$$P_{Cp4} = P_{2p4} + 2 \cdot P_{3p4} + P_1 = 22545,45 + 2 \cdot 8631,58 + 5183,33 = 44991,94 \text{ W}$$

$$P_{Cp4} = 44991,94 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 2 při odpojení od hlavního okruhu
- příkon čerpadla číslo 4 při odpojení od hlavního okruhu při tlaku $p = 4 \text{ bar}$
- příkon čerpadla chladicího a filtračního obvodu

- celkový příkon při odpojení od hlavního okruhu

12.12.2 První stupeň dodávky

$$P_{Cp70} = P_{2p70} + P_{3p70} + P_{4p70} + P_1 [W]$$

$$P_{2p70} = 104578,31 \text{ W}$$

$$P_{4p70} = P_{3p70} = 47326,09 \text{ W}$$

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

$$P_{Cp70} = P_{2p70} + 2 \cdot P_{3p70} + P_1 = 104578,31 + 2 \cdot 47326,09 + 5183,33 = 204413,82 \text{ W}$$

$$P_{Cp70} = 204413,82 \text{ W}$$

- skutečná hodnota příkonu čerpadla číslo 2 pro tlak $p = 70 \text{ bar}$
- skutečný příkon čerpadla číslo 4 při tlaku $p = 70 \text{ bar}$
- příkon čerpadla chladicího a filtračního obvodu

- celkový příkon při tlaku 70 bar všechna čerpadla jsou připojena do hlavního okruhu

$$P_{Cp70-o} = P_{2p70} + P_{3p70} + P_{4p4} + P_1 [W]$$

$$P_{2p70} = 104578,31 \text{ W}$$

$$P_{3p70} = 47326,09 \text{ W}$$

$$P_{4p4} = 8631,58 \text{ W}$$

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

$$P_{Cp70-o} = P_{2p70} + P_{3p70} + P_{4p4} + P_1 = 104578,31 + 47326,09 + 8631,58 + 5183,33 = 165719,31 \text{ W}$$

- skutečná hodnota příkonu čerpadla číslo 2 pro tlak $p = 70 \text{ bar}$
- skutečná příkon čerpadla číslo 4 při tlaku $p = 70 \text{ bar}$
- příkon čerpadla číslo 4 při odpojení od hlavního okruhu při tlaku $p = 4 \text{ bar}$
- příkon čerpadla chladicího a filtračního obvodu

$$P_{Cp70-o} = 132307,09 \text{ W}$$

- celkový příkon při tlaku 70 bar
druhé a třetí čerpadlo připojeno do hlavního okruhu čtvrté je odpojeno do odpadní větve

12.12.3 Druhý stupeň dodávky

$$P_{Cp90} = P_{2p90} + P_{3p90} + P_{3p4} + P_1 [W]$$

$$P_{2p90} = 129767,44 \text{ W}$$

- skutečný příkon čerpadla číslo 2
při tlaku $p = 90 \text{ bar}$

$$P_{3p90} = 60847,83 \text{ W}$$

- skutečný příkon čerpadla číslo 3
při tlaku $p = 90 \text{ bar}$

$$P_{3p4} = 8631,58 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 4 při odpojení od hlavního okruhu při tlaku 4 bar

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

- příkon čerpadla chladícího a filtračního obvodu

$$P_{Cp90} = P_{2p90} + P_{3p90} + P_{3p4} + P_1 = 129767,44 + 60847,83 + 8631,58 + 5183,33 = 204430,18 \text{ W}$$

$$P_{Cp90} = 204430,18 \text{ W}$$

- celkový příkon při tlaku 90 bar
druhé a třetí čerpadlo připojeno do hlavního okruhu čtvrté je odpojeno do odpadní větve

$$P_{Cp90-o} = P_{2p90} + P_{3p4} + P_{4p4} + P_1 [W]$$

$$P_{2p90} = 129767,44 \text{ W}$$

- skutečný příkon čerpadla číslo 2
při tlaku $p = 90 \text{ bar}$

$$P_{4p4} = P_{3p4} = 8631,58 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 4 při odpojení od hlavního okruhu při tlaku 4 bar

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

- příkon čerpadla chladícího a filtračního obvodu

$$P_{Cp90-o} = P_{2p90} + 2 \cdot P_{3p4} + P_1 = 129767,44 + 2 \cdot 8631,58 + 5183,33 = 152213,93 \text{ W}$$

$$P_{Cp90-o} = 204430,18 \text{ W}$$

- celkový příkon při tlaku 90 bar
druhé čerpadlo připojeno do hlavního okruhu třetí a čtvrté je odpojeno do odpadní větve

12.12.4 Třetí stupeň dodávky

$$P_{Cp127,44} = P_{2p127,44} + P_{3p4} + P_{4p4} + P_1 [W]$$

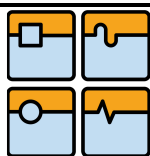
$$P_{US2} = 177553,51 \text{ W}$$

- využitelný výkon při druhém stupni

$$P_{2p127,44} = P_{US2}$$

$$P_{2p127,44} = 177553,51 \text{ W}$$

- skutečná hodnota příkonu čerpadla číslo 2
pro tlak $p = 127,44 \text{ bar}$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$P_{4p4} = P_{3p4} = 8631,58 \text{ W}$$

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

$$P_{Cp127,44} = P_{2p127,44} + 2.P_{3p4} + P_1 = 177553,51 + 2.8631,58 + 5183,33 = 200000[W]$$

$$P_{Cp127,44} = 200000 \text{ W}$$

- příkon čerpadla číslo 4 při odpojení od hlavního okruhu při tlaku $p = 4 \text{ bar}$

- příkon čerpadla chladicího a filtračního obvodu

- celkový příkon při tlaku 127,44 bar

druhé čerpadlo připojeno do hlavního okruhu třetí a čtvrté je odpojeno do odpadní větve

$$P_{Cp350} = P_{2p350} + P_{3p2} + P_{4p2} + P_1 [W]$$

$$P_{US2} = 177553,51 \text{ W}$$

$$P_{2p350} = P_{US2}$$

$$P_{2p350} = 177553,51 \text{ W}$$

$$P_{4p4} = P_{3p4} = 8631,58 \text{ W}$$

$$P_1 = 5183,33 \text{ W}$$

- využitelný výkon při druhém stupni

- skutečná hodnota příkonu čerpadla číslo 2 pro tlak $p = 350 \text{ bar}$

- příkon čerpadla číslo 4 při odpojení od hlavního okruhu při tlaku $p = 4 \text{ bar}$

- příkon čerpadla chladicího a filtračního obvodu

$$P_{Cp350} = P_{2p350} + 2.P_{3p2} + P_1 = 177553,51 + 2.8631,58 + 5183,33 = 200000[W]$$

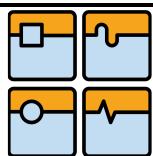
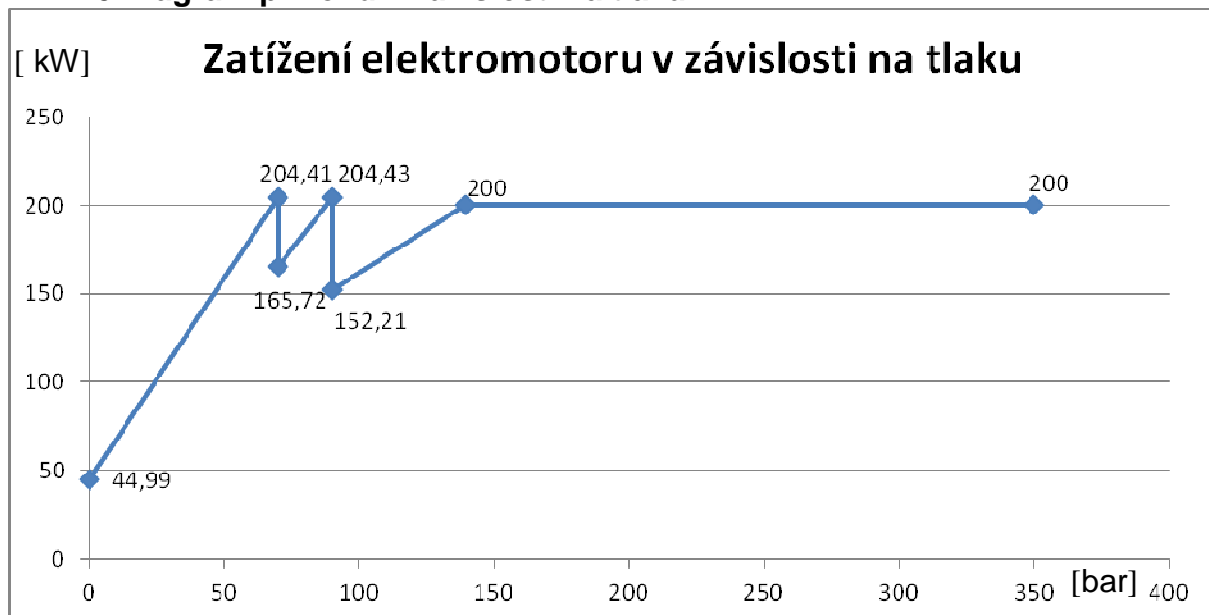
$$P_{Cp350} = 200000 \text{ W}$$

- celkový příkon při tlaku 350 bar

druhé čerpadlo připojeno do hlavního okruhu třetí a čtvrté je odpojeno do odpadní větve

12.11.4 Průběh příkonu v závislosti na tlaku

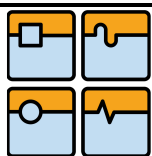
Tlaky p		Příkon P		
[Pa]	[bar]	Symbol	[W]	[kW]
$0,2 \cdot 10^6$	2	P_{Cp2}	44991,94	44,99
$7 \cdot 10^6$	70	P_{Cp70}	204413,82	204,41
$7 \cdot 10^6$	70	P_{Cp70}	165719,31	165,72
$9 \cdot 10^6$	90	P_{Cp90}	204430,18	204,43
$9 \cdot 10^6$	90	P_{Cp90}	152213,93	152,21
$12,744 \cdot 10^6$	127,44	$P_{Cp134,97}$	200	200
$35 \cdot 10^6$	350	P_{Cp350}	200	200

**12.11.5 Diagram příkonu v závislosti na tlaku****13 Výběr varianty a porovnání se stávajícím stavem****13.1 Ekonomické zhodnocení**

Prvek		Stávající varianta	Varianta číslo 1	Varianta číslo 2
Motor	Název	Diesel-motor John Deere	Elektromotor 1LG6317-4	Elektromotor 1LG6317-4
	Cena	662000	252000	252000
Spojovací prvky	Název	Rexroth	Raja-Lovejoy	Raja-Lovejoy
	Cena	25000	25000	25000
Čerpadlo 1	Název	A15VSO280	HA4VSO500LR2D	HA4VSO500LR2D
	Cena	168000	440000	440000
Čerpadlo 2	Název	PGH5-3X/250	HA4FO500	PGH5-3X/250
	Cena	62000	240000	62000
Čerpadlo 3	Název	PGH5-3X/250	-	PGH5-3X/250
	Cena	62000	-	62000
Čerpadlo filtračního a chladicího okruhu	Název	PGH5-3X/100	PGH5-3X/125	PGH5-3X/125
	Cena	62000	62000	62000
Sestava	Cena	1041000	1019000	903000

Ceny jsou v CZK.

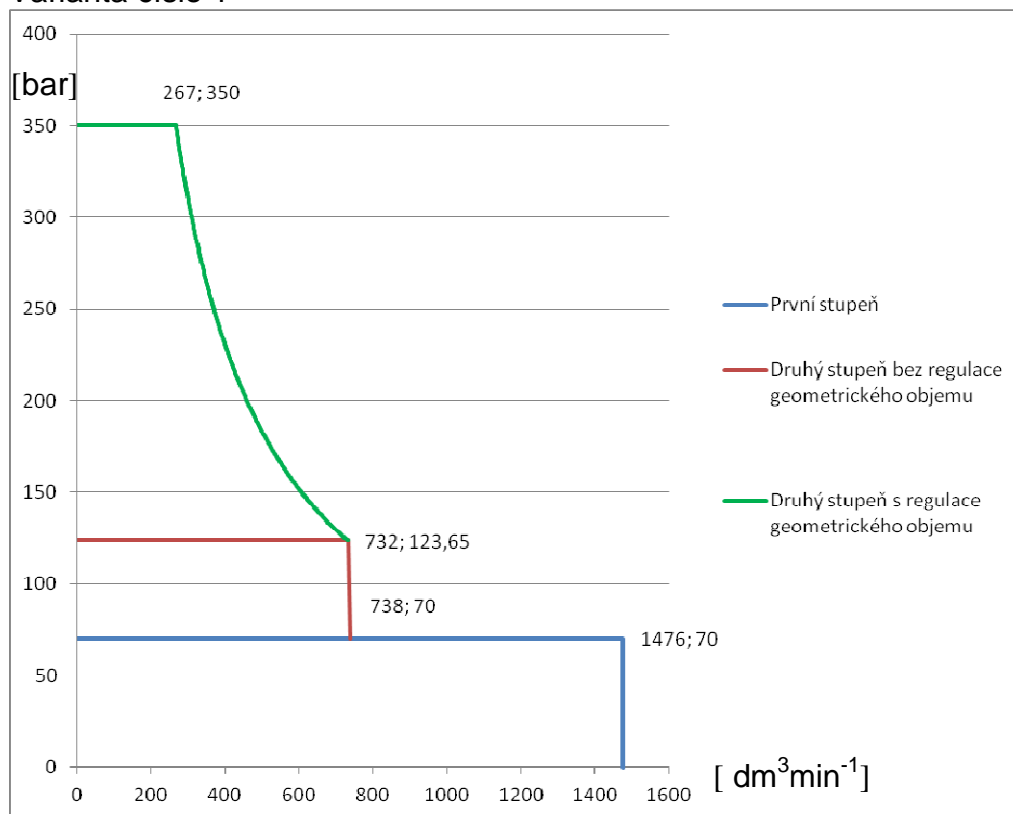
Ceny jsou přibližné, zdrojem informací je ŽĐAS, a.s.



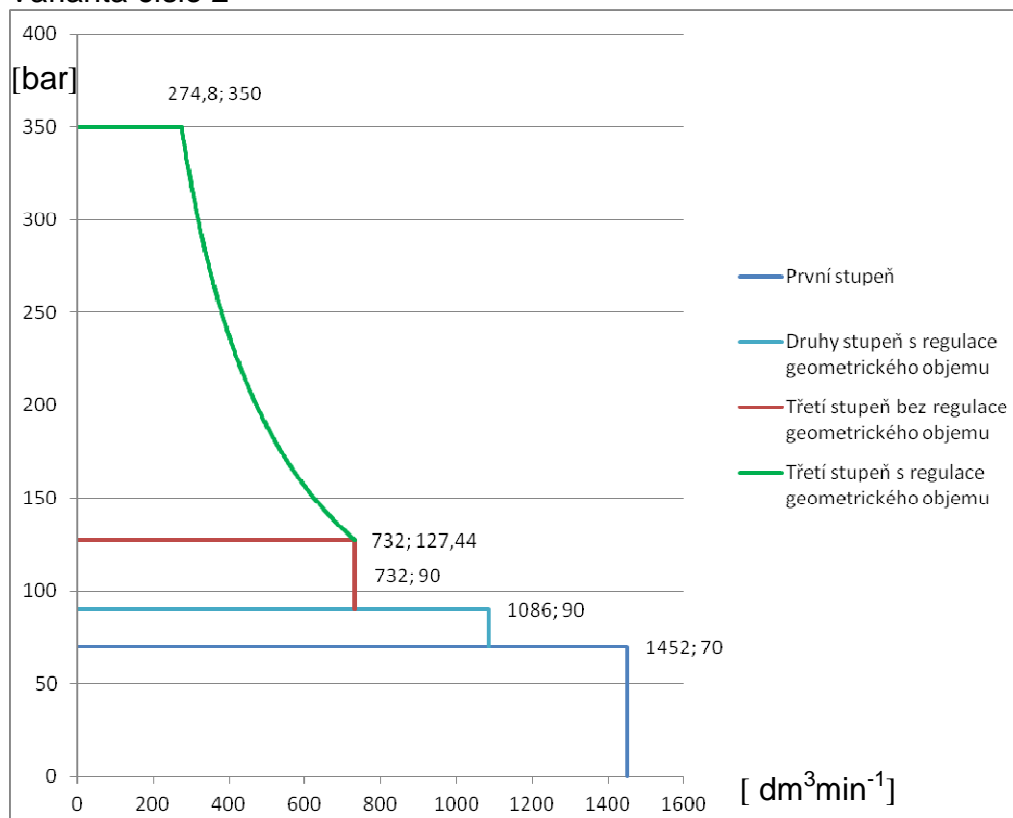
13.2 Provozní zhodnocení

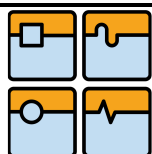
13.2.1 Diagramy průtoku v závislosti na tlaku

Varianta číslo 1

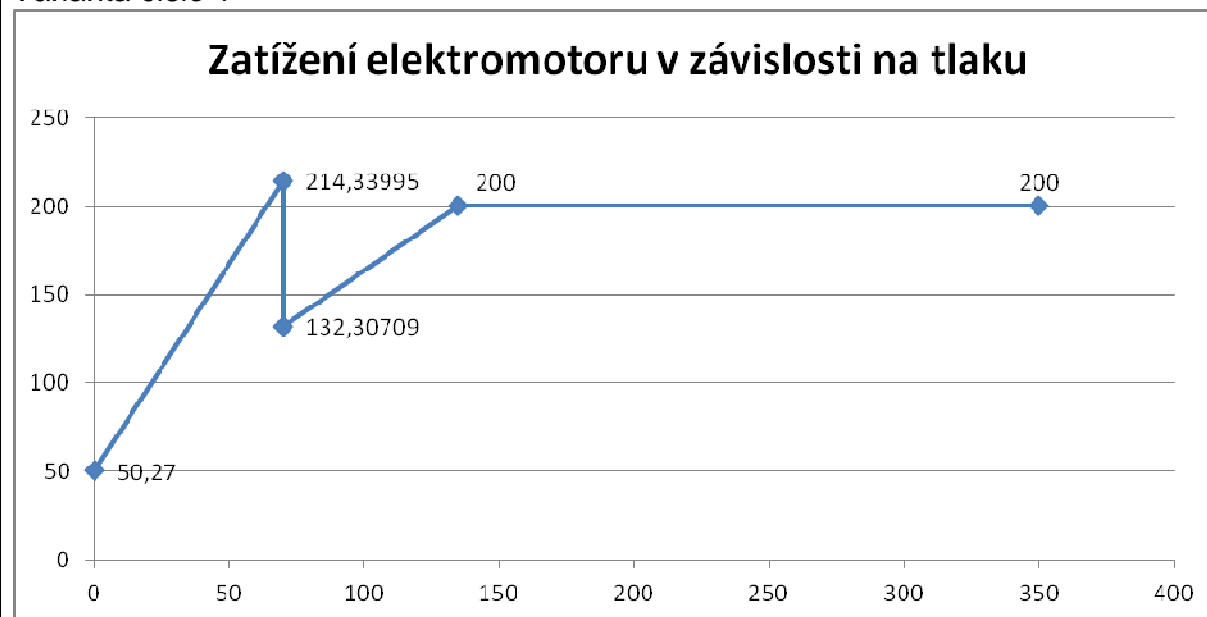


Varianta číslo 2

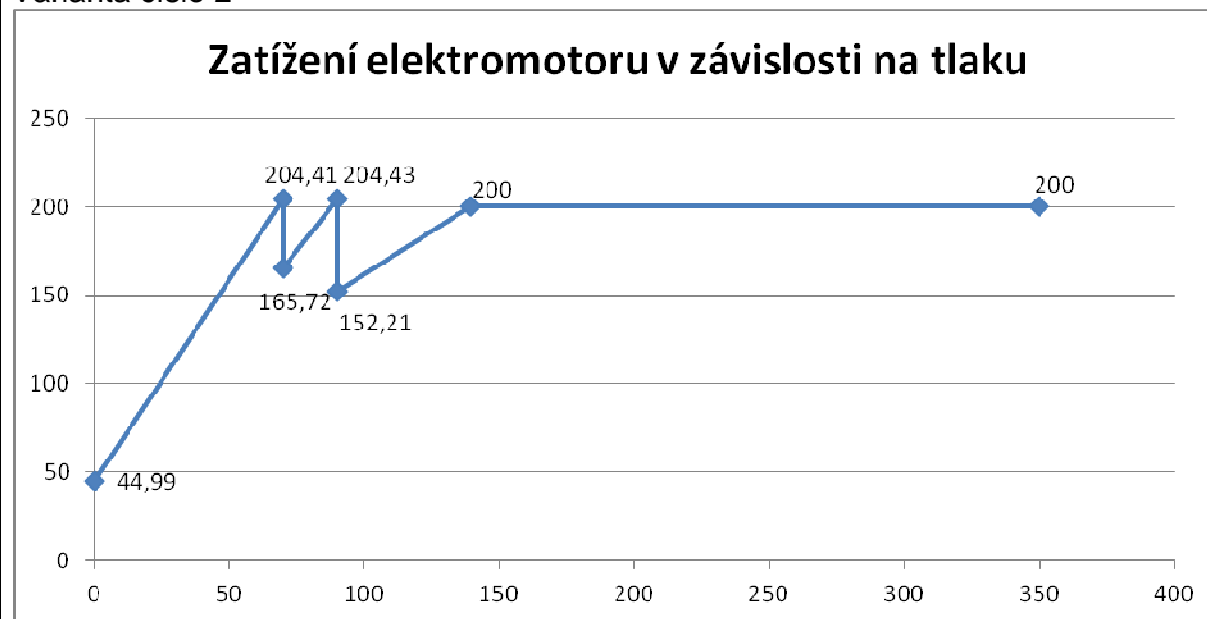


**13.2.2 Diagramy příkonu v závislosti na tlaku**

Varianta číslo 1



Varianta číslo 2



13.3 Vybraná varianta

Na základě výpočtů a grafů byla zvolena jako nejvhodnější varianta číslo 2, a to z důvodu větší celkové plochy složené z ploch pod křivkami jednotlivých stupňů dle diagramu průtoku v závislosti na tlaku. To vede k většímu využití výkonu dle diagramu příkonu v závislosti na tlaku.

Dosažení menší skokové změny průtoku v průběhu tlaků vede ke stálejšímu průběhu potřebnému příkonu bez výrazných vrcholů. To znamená větší využití výkonu motoru v průběhu tlaků dle diagramu příkonu v závislosti na tlaku, a to vede k vyšší účinnosti celé sestavy. Rychlosti pístů jsou přímo úměrné průtoku, proto je žádoucí udržení co největšího průtoku během tlaků. Při tlacích 70 až 90 MPa je dosaženo většího průtoku ve variantě číslo 2. Potom je zde větší hodnota průtoku při tlaku 350 MPa, která vede k větší rychlosti při stříhání s maximální silou. Dále je tato varianta zvolena na základě menšího přetěžování motoru.

Tato varianta bude dále zpracována ve formě výkresů sestavy, zabudování a hydraulického schématu.

14 Konstrukční spojovací prvky

Čerpadla budou připojena k motoru pomocí konstrukčních prvků od firmy Raja-Lovejoy. Také motor bude pomocí těchto prvků připevněn ke konstrukci nůžek.

Ty byly vygenerovány pomocí programu FLUIDWARE® 3D. Tento program se nachází na stránkách výrobce [24].

Dle zadaných parametrů, tj. typ elektromotoru a čerpadel, je dle tohoto programu vygenerována sestava těchto prvků (viz příloha 11).

15 Závěr

Cílem této diplomové práce je nahrazení stávajícího hydraulického pohonu kontejnerových nůžek CNS 730/190 MTC, který je poháněn diesel-motorem, za pohon poháněný elektromotorem. Tyto nůžky jsou určeny pro stříhání kovového materiálu a mají možnost přepravy pomocí podvalníku.

Na začátku práce je představen výrobce nůžek CNS – Žďas, a.s. Dále pak jsou představeni další výrobci z jiných zemí.

Následuje popis kontejnerových nůžek CNS a jejich rozdělení na mobilní a semimobilní. Toto rozdělení je zastoupeno nůžkami CNS 400 K, CNS 400 K-E pro mobilní a nůžkami CNS 730 / 190 MTC pro semimobilní.

Je zde popis druhů hydraulických pohonů a jaký druh tohoto pohonu se u nůžek CNS používá.

Dále následuje návrh a konstrukce řešení s elektromotorem.

Na základě požadavku na výkon motorů, který má být přibližně stejný jako verze s diesel-motorem, je zvolený elektromotor od firmy SIEMENS 1LG6 se čtyřmi póly a 1490 ot./min. To vede k tomu, že není zapotřebí další převodové zařízení.

Na základě těchto otáček a požadovaného parametru na průtok $182 \text{ dm}^3\text{min}^{-1}$ bylo zvoleno a spočítáno zubové čerpadlo s vnitřním ozubením PGH5-3X/125, které při daných otáčkách splňuje požadovaný parametr.

V další části této práce je výběr sestavy čerpadel dodávající tlakovou kapalinu do hlavního okruhu. Zde jsou navrženy a spočítány na základě zadaného parametru maximální hodnoty průtoku, která by neměla být nižší než $1376 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ a maximálního tlaku $p = 350 \text{ bar}$, dvě varianty řešení. V těchto variantách jsou čerpadla řazena za sebou v ose motoru a to díky jejich konstrukci, která umožňuje jejich zapojování do série. To vede k zjednodušení konstrukce agregátu.

První varianta zahrnuje dvě pístová čerpadla, z toho jedno je regulovatelné HA4VSO500 a druhé neregulovatelné H-A4FO500. Tato sestava má dva stupně plnění, docílené odpojením druhého neregulovatelného čerpadla při tlaku $p = 70 \text{ bar}$.

Druhá varianta zahrnuje jedno pístové regulovatelné čerpadlo HA4VSO500 a dvě čerpadla s vnitřním ozubením PGH5-3X/250. Tato sestava má tři stupně plnění, kterých je také jako v předešlé variantě docíleno postupným odpojováním čerpadel s vnitřním ozubením a to při tlacích 70 bar a 90 bar. Čerpadla jsou volena od výrobce Bosch Rexroth AG.

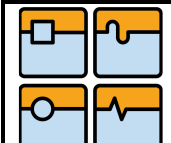
Z těchto dvou variant je proveden výběr vhodnější varianty na základě vypočtených údajů a grafů. Podle těchto zjištěných údajů byla zvolena varianta číslo dvě a to z důvodů větší účinnosti celého systému a menšího přetěžování elektromotoru.

K vybrané variantě byly navrženy pomocí programu FLUIDWARE® 3D mechanické upevňovací části.

Jedná se o teoretický návrh na základě provedených výpočtů a dodaných dat od výrobce daného prvku systému, a vzhledem ke složitosti chování tekutin je zapotřebí stroj s tímto agregátem ještě seřídit po smontování a případně některé hodnoty dodatečně upravit.

16 Seznam použitých zdrojů:

- [1] ŽĐAS. ŽĐAS, a.s.: company profile. 2010, Žďár nad Sázavou. DVD.
- [2] CNS 320 K, 400 K. ŽĐAS a.s. [online]. [cit. 2012-05-08]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=28>.
- [3] MICHAEL, Formánek. ŽĐAS, a.s.. Hydraulické nůžky CNS 700 SM: Mechanika + hydraulika. Žďár nad Sázavou, 2009. Návod k použití.
- [4] Technologický postup stříhání. ŽĐAS, a.s. [online]. [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/content.aspx?id=29>.
- [5] CNS 730/190 MTC. ŽĐAS, a.s. [online]. [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/content.aspx?id=454>.
- [6] CNS 700 SM: semimobilní nůžky na šrot. *Elektroprojekce* [online]. © 2010 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.elektroprojekce.eu/reference/fotogalerie/cns-700-sm>.
- [7] Google: Kovový šrot [online]. [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: https://www.google.cz/search?q=kovov%C3%BD+%C5%A1rot&hl=cs&prmd=imvns&source=lnms&tbm=isch&ei=_bqrT9yklo3ptQbQ67DkBA&sa=X&oi=mode_link&ct=mode&cd=2&ved=0CC0Q_AUoAQ&biw=1327&bih=817.
- [8] Přeprava kontajnerových nůžek. ŽĐAS, a.s. [online]. [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=31>.
- [9] CNS 320 K, 400 K. ŽĐAS, a.s. [online]. [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=28>.
- [10] CNS 700 SM. ŽĐAS, a.s. [online]. [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/content.aspx?id=252>.
- [11] Snadno přemístitelné nůžky na šrot CNS 730/190 MTC. *Techmagazín.cz* [online]. © 2010 - 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/137>.
- [12] MAŇAS, Stanislav. *Výrobní stroje a zařízení: Část: Tvářecí stroje*. ČVUT v Praze. Praha, 2006/2007, 90 s. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor_stud/VSZ_-_2351054/VSZ_-_Tvareci_stroje.pdf. Poznámky k přednáškám.
- [13] OMES, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů Tvářecí stroje II: HYDRAULICKÉ LISY*. VUT v Brně. 2011, 32 s. Přednášky.
- [14] PEŇÁZ, Václav. *Strojní soustavy: oboru hydraulické mechanismy*. první. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1991, 139 s. ISBN 80-214-0238-5.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 80
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

[15] SIEMENS. *SIMOTICS nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC: Řady 1LE, 1PC, 1LA, 1LG, 1LP, 1PP*. Praha, 2012, 214 s. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81_1/cat_d-81-1_2012_cz.pdf. Katalog.

[16] BOSCH REXROTH AG. *Internal gear pump, fixed displacement: Type PGH*. Lohr am Main (Germany), 2005, 28 s. RE10223. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/variou/utlities/mediadirectory/index.jsp/?publication=NET?&language=en-GB&ccat_id=20000&remindCcat=on&pagesize=50&search_action=submit&search_query=10223&History=&DisplayType=pict. Katalog.

[17] BOSCH REXROTH AG. *Internal gear pump, fixed displacement: Type PGH*. Lohr am Main (Germany), 2010, 24 s. RE10227. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/variou/utlities/mediadirectory/index.jsp/?publication=NET?&language=en-GB&ccat_id=20000&remindCcat=on&pagesize=50&search_action=submit&search_query=10227&History=&DisplayType=pict. Katalog.

[18] BOSCH REXROTH AG. *Axial piston variable pump: A4VSO*. Lohr am Main (Germany), 2009, 68 s. RE92050. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/variou/utlities/mediadirectory/index.jsp/?publication=NET?&language=en-GB&ccat_id=20000&remindCcat=on&pagesize=50&search_action=submit&search_query=92050&History=&DisplayType=pict. Katalog.


[19] BOSCH REXROTH AG. *Fixed Displacement Pump: A4FO*. Lohr am Main (Germany), 2000, 16 s. RE91455. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/variou/utlities/mediadirectory/index.jsp/?publication=NET&language=en-GB&ccat_id=20000&remindCcat=on&pagesize=50&search_action=submit&search_query=91455&History=&DisplayType=pict. Katalog.

[20] Melichar, J.: *Hydraulické a pneumatické stroje. Část čerpadla*. Skripta, 1. vyd. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2009. 139 s., ISBN 978-80-01-04383-7.

[21] ŠOB, František, Pavel RUDOLF, Jaroslav VÍT a Michaela NOVÁKOVÁ. *HYDRAULICKÉ STROJE*. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, ENERGETICKÝ ÚSTAV Odbor hydraulických strojů Victora Kaplana. Brno, 2002, 112 s. Studijní materiál.

[22] METSO. *The LIS Scrap Shear*. Düsseldorf, 2009, 7 s. 20111124. Dostupné z: [http://www.metso.com/recycling/mm_recy.nsf/WebWID/WTB-090630-22575-8C3EF/\\$File/Lindemann_LIS_Broschuere_en_20111124.pdf](http://www.metso.com/recycling/mm_recy.nsf/WebWID/WTB-090630-22575-8C3EF/$File/Lindemann_LIS_Broschuere_en_20111124.pdf). Katalog.

[23] BIRIM MAKINA. *Shears*. 16 s. Dostupné z: <http://www.birimrecycling.com/catalog/SHEARS.pdf>. Katalog.

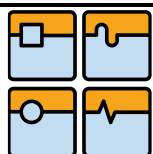
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 81
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

[24] Raja-lovejoy: Onlinekonfigurator. [online]. [cit. 2012-05-15]. Dostupné z: <http://www.raja-lovejoy.de/service/onlinekonfigurator/>

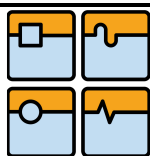
[25] BOSCH REXROTH AG. *Internal Gear Pump: PGH4-3X/... und PGH5-3X/...* Dostupné z: www.hyquip.co.uk/.../rde10227-w_2008-06.pdf. Katalog.

[26] Product Catalog Mobile Hydraulics: Variable Pump A4VSO. *BOSCH REXROTH AG* [online]. 2012 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076%2Cg54069%2Cg55969&PageID=m3603>

[27] Internal Gear Pump: Variable Pump A4VSO. *BOSCH REXROTH AG* [online]. 2012 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&VHist=g54076%2Cg54069%2Cg55968&PageID=m3467>

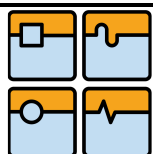
**17 Seznam použitých zkratk a symbolů**

Symbol	Jednotka	Popis
η_{C2p350}	[-]	celková účinnost při tlaku $p = 350$ bar
η_{C2p70}	[-]	celková účinnost při tlaku $p = 70$ bar
η_{C2p90}	[-]	celková účinnost při tlaku $p = 90$ bar
η_{C3p4}	[-]	celková účinnost při tlaku $p = 4$ bar
η_{C3p90}	[-]	celková účinnost při tlaku $p = 90$ bar
η_{o2p130}	[-]	objemová účinnost při tlaku 130 bar
η_{o2p130}	[-]	objemová účinnost při tlaku 130 bar
η_{o2p350}	[-]	objemová účinnost při tlaku $p = 350$ bar
η_{o2p70}	[-]	objemová účinnost při tlaku $p = 70$ bar
η_{o2p90}	[-]	objemová účinnost při tlaku $p = 90$ bar
η_{o2pH}	[-]	objemová účinnost při hledaném tlaku
η_{o2pH}	[-]	objemová účinnost při hledaném tlaku
η_{o3p20}	[-]	objemová účinnost při tlaku $p = 90$ bar
η_{o3p4}	[-]	objemová účinnost při tlaku $p = 4$ bar
η_{o3p70}	[-]	objemová účinnost při tlaku $p = 70$ bar
η_{o3p90}	[-]	objemová účinnost při tlaku $p = 90$ bar
I_A/I_N	[-]	záběrný proud při přímém připojení jako násobek jmenovitého proudu
I_N	[A]	jmenovitý proud při 400 V, 50 Hz
m_1	[kg]	hmotnost čerpadla číslo jedna
m_2	[kg]	hmotnost čerpadla číslo dvě
m_3	[kg]	hmotnost čerpadla číslo tři
M_A/M_N	[-]	záběrný moment při přímém připojení jako násobek jmenovitého momentu
$m_{IM\ B3}$	[kg]	hmotnost při tvaru IM B3 cca
M_K/M_N	[-]	maximální moment při přímém připojení jako násobek jmenovitého momentu
M_N	[Nm]	jmenovitý moment při 50 Hz
n_m	[ot./s ⁻¹]	otáčky motoru jmenovité (n_N)
n_{max1}	[ot./min]	maximální provozní otáčky čerpadla číslo jedna
n_{max2}	[ot./min]	maximální provozní otáčky čerpadla číslo dvě
n_{max3}	[ot./min]	maximální provozní otáčky čerpadla číslo tři
n_{min1}	[ot./min]	minimální provozní otáčky čerpadla číslo jedna
n_N	[ot./min]	jmenovité otáčky při 50 Hz
p	[Pa]	hodnota tlaku
p_1	[Pa]	příslušný tlak čerpadla číslo jedna
P_1	[W]	příkon čerpadla chladicího a filtračního obvodu



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$P_{2p123,65}$	[W]	využitelný výkon při druhém stupni
$P_{2p127,44}$	[W]	skutečná hodnota příkonu čerpadla číslo 2 pro tlak $p = 127,44$ bar
P_{2p350}	[W]	skutečná hodnota příkonu čerpadla číslo 2 pro tlak $p = 350$ bar
P_{2p70}	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak 70 bar
P_{2p90}	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak 90 bar
P_{3p20}	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak 20 bar
P_{3p4}	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak 4 bar
P_{3p4}	[W]	příkon čerpadla číslo 3 při odpojení od hlavního okruhu při tlaku 4 bar
P_{3p70}	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak 70 bar
P_{3p90}	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak 90 bar
P_{4p4}	[W]	příkon čerpadla číslo 4 při odpojení od hlavního okruhu při tlaku 4 bar
P_{4p4}	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak 4 bar
P_{4p70}	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak 70 bar
$P_{Cp123,65}$	[W]	celkový příkon při tlaku 123,65 bar, druhé čerpadlo připojeno do hlavního okruhu, třetí je odpojeno do odpadní větve
$P_{Cp127,44}$	[W]	celkový příkon při tlaku 127,44 bar, druhé čerpadlo připojeno do hlavního okruhu, třetí a čtvrté je odpojeno do odpadní větve
P_{Cp350}	[W]	celkový příkon při tlaku 350 bar, pouze první čerpadlo připojeno do hlavního okruhu, ostatní čerpadla odpojena do odpadní větve
P_{Cp4}	[W]	celkový příkon při odpojení od hlavního okruhu
P_{Cp70}	[W]	celkový příkon při tlaku 70 bar, všechna čerpadla jsou připojena do hlavního okruhu
P_{Cp70-o}	[W]	celkový příkon při tlaku 70 bar, při odpojení posledního čerpadla od hlavního okruhu do odpadní větve
P_{Cp90}	[W]	celkový příkon při tlaku 90 bar, poslední čerpadlo odpojeno do odpadní větve
P_{Cp90-o}	[W]	celkový příkon při tlaku 90 bar, pouze první čerpadlo připojeno do hlavního okruhu, ostatní čerpadla odpojena do odpadní větve
$P_{Graf2p130}$	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak $p = 130$ bar a 1320 ot.min ⁻¹
$P_{Graf2p350}$	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak 350 bar a 1320 ot.min ⁻¹
$P_{Graf2p70}$	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak 70 bar a 1320 ot.min ⁻¹
$P_{Graf2p90}$	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak $p = 90$ bar a 1320 ot.min ⁻¹
$P_{Graf3p4}$	[W]	skutečná hodnota příkonu pro tlak $p = 4$ bar a 1320 ot.min ⁻¹



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$P_{\min \text{Potrebný}}$	[W]	minimální potřebný příkon čerpadla při tlaku přibližně 1 bar
P_N	[kW]	jmenovitý výkon při 50 Hz (P_m)
$P_{\text{th}2\text{p}130}$	[W]	teoretická hodnota příkonu při tlaku 130 bar
$P_{\text{th}2\text{p}350}$	[W]	teoretická hodnota příkonu při tlaku $p = 350$ bar
$P_{\text{th}2\text{p}70}$	[W]	teoretického příkonu při tlaku $p = 70$ bar
$P_{\text{th}2\text{p}90}$	[W]	teoretická hodnota příkonu při tlaku $p = 70$ bar
$P_{\text{th}2\text{p}90}$	[W]	teoretická hodnota příkonu při tlaku 90 bar
$P_{\text{th}3\text{p}4}$	[W]	teoretická hodnota příkonu při tlaku $p = 4$ bar
P_U	[W]	využitelný výkon
$P_{\text{US}2}$	[W]	hodnotu využitelného výkonu pro hlavní okruh při druhém stupni dodávky
Q_1	[m ³ s ⁻¹]	průtok chladicího a filtračního obvodu
$Q_{2\text{p}350}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretický průtok od druhého čerpadla při tlaku $p = 350$ bar
$Q_{2\text{p}70}$	[m ³ s ⁻¹]	skutečná hodnota průtoku při tlaku $p = 70$ bar
$Q_{2\text{p}90}$	[m ³ s ⁻¹]	skutečná hodnota průtoku při tlaku $p = 90$ bar
$Q_{2\text{pH}}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretický průtok při hledaném tlaku
$Q_{3\text{p}20}$	[m ³ s ⁻¹]	průtok od třetího čerpadla při tlaku $p = 90$ bar
$Q_{3\text{p}4}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretický průtok od jednoho čerpadla $p = 4$ bar
$Q_{3\text{p}70}$	[m ³ s ⁻¹]	skutečná hodnota průtoku při tlaku $p = 70$ bar
$Q_{3\text{p}90}$	[m ³ s ⁻¹]	skutečná hodnota průtoku při tlaku $p = 90$ bar
$Q_{4\text{p}70}$	[m ³ s ⁻¹]	skutečná hodnota průtoku při tlaku $p = 70$ bar
$Q_{\text{Cp}350}$	[m ³ s ⁻¹]	celkový průtok při tlaku $p = 350$ bar
$Q_{\text{Cp}70}$	[m ³ s ⁻¹]	celkový průtok při tlaku $p = 70$ bar
$Q_{\text{Cp}90}$	[m ³ s ⁻¹]	celkový průtok při tlaku $p = 90$ bar
$Q_{\text{Graf}2}$	[m ³ s ⁻¹]	skutečná hodnota průtoku pro 1320 ot.min ⁻¹
$Q_{\text{Graf}3}$	[m ³ s ⁻¹]	skutečná hodnota průtoku pro 1450 ot.min ⁻¹
$Q_{\text{Pot}1}$	[m ³ s ⁻¹]	potřebný průtok chladicího a filtračního obvodu
$Q_{\text{th}1}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretický průtok chladicího a filtračního obvodu
$Q_{\text{th}2}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretický průtok od druhého čerpadla
$Q_{\text{th}2\text{p}350}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretický průtok druhého čerpadla $p = 350$ bar
$Q_{\text{th}3}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretický průtok od třetího čerpadla
$Q_{\text{th}4}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretický průtok od čtvrtého čerpadla
$Q_{\text{thGraf}2}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretického hodnota průtoku pro 1320 ot.min ⁻¹
$Q_{\text{thGraf}3}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretického hodnota průtoku pro 1450 ot.min ⁻¹
$Q_{\text{thS}1}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretický průtok sestavy v prvním stupni
$Q_{\text{thS}2}$	[m ³ s ⁻¹]	teoretický průtok sestavy v druhém stupni
Q_U	[m ³ s ⁻¹]	hodnota maximálního teoretického průtoku
$V_{\text{g}1}$	[cm ³]	geometrický objem hledaného čerpadla

V_{g1}	$[\text{cm}^3]$	geometrický objem hledaného čerpadla číslo jedna
V_{g2}	$[\text{cm}^3]$	geometrický objem hledaného čerpadla číslo dvě
V_{g2p350}	$[\text{m}^3]$	geometrický objem druhého čerpadla při tlaku 350 bar
V_{g3}	$[\text{cm}^3]$	geometrický objem hledaného čerpadla číslo tři
x_1	$[-]$	souřadnice bodu jedna na ose x
x_2	$[-]$	souřadnice bodu dva na ose x
y_1	$[-]$	souřadnice bodu jedna na ose y
y_2	$[-]$	souřadnice bodu dva na ose y

18 Seznam obrázků

Obr. 2.1 Výrobní areál ŽĐAS [1].....	16
Obr. 3.1 Semimobilní nůžky PIRANHA [23]	17
Obr. 3.2 Semimobilní nůžky LIS [22]	18
Obr. 4.1 Hydraulické nůžky CNS 700 SM [3]	19
Obr. 4.2 Základní poloha [4]	20
Obr. 4.3 Přidržovač vpřed [4]	20
Obr. 4.4 Nůž vpřed [4]	20
Obr. 4.5 Nůž vzad [4]	21
Obr. 4.6 Přidržovač vzad [4]	21
Obr. 4.7 Tyčový odpad [5]	21
Obr. 4.8 Tyčový odpad [6]	22
Obr. 4.9 Objemový odpad [7]	22
Obr. 4.10 Smíšený odpad [7]	22
Obr. 5.1 Základní provedení nůžek CKS 400 K [2]	23
Obr. 5.2 Plnění nůžek CKS 400 K [2]	23
Obr. 5.3 Nakládání a přeprava nůžek CNS 400 K [8]	24
Obr. 6.1 Základní provedení nůžek CNS 730 / 190 MTC s násypkou [11]	26
Obr. 6.2 Plnění nůžek CNS 730 / 190 MTC s násypkou [5].....	27
Obr. 6.3 Ustavování nůžek CNS 730 / 190 MTC s násypkou [3].....	27
Obr. 6.4 Nakládání a přeprava nůžek CNS 730 / 190 MTC s násypkou [6].....	28
Obr. 7.1 Blokové schéma přímého pohonu [12].....	31
Obr. 7.2 V časovém diagramu odběru jsou znázorněny 4 různé operace. Q _č je objem dodávaný čerpadlem [13]	31
Obr. 7.3 Blokové schéma nepřímého (akumulátorového) pohonu [12].....	32
Obr. 7.4 V časovém diagramu odběru jsou znázorněny 4 různé operace Q _č je objem dodávaný čerpadlem [13].....	32
Obr. 7.5 Blokové schéma multiplikátorového pohonu [12].....	33
Obr. 9.1 Čerpadlo PGH5-3X/125 [25].....	36
Obr. 9.2 Čerpadlo PGH5-3X/125 v řezu [25].....	36
Obr. 11.1 Blokové schéma zapojení elektromotoru a čerpadel.....	40
Obr. 11.2 Čerpadlo HA4VSO500 [26].....	40
Obr. 11.3 Čerpadlo HA4VSO500 v řezu [26].....	40
Obr. 11.4 Čerpadlo HA4FO500 [27].....	41
Obr. 11.5 Čerpadlo HA4FO500 v řezu [27].....	41
Obr. 12.1 Blokové schéma zapojení elektromotoru a čerpadel.....	54
Obr. 12.2 Čerpadlo HA4VSO500 [26].....	54
Obr. 12.3 Čerpadlo HA4VSO500 v řezu [26].....	54
Obr. 12.4 Čerpadlo PGH5-3X/250 [25].....	55
Obr. 12.5 Čerpadlo PGH5-3X/250 v řezu [25].....	55

19 Seznam příloh

- Příloha 1 Katalog SIEMENS - elektromotory [15]
- Příloha 2 Katalog BOSCH Rexroth - čerpadla PGH [17]
- Příloha 3 Katalog BOSCH Rexroth - diagramy čerpadla PGH [16]
- Příloha 4 Katalog BOSCH Rexroth - čerpadla A4VSO [18]
- Příloha 5 Katalog BOSCH Rexroth - čerpadla A4FO [19]
- Příloha 6 Katalog BOSCH Rexroth - diagramy čerpadla A4VSO [18]
- Příloha 7 Výkres sestavy s kusovníkem
- Příloha 8 Výkres zabudování ve stroji
- Příloha 9 Výkres hydraulické schéma
- Příloha 10 Výkres nosná součást
- Příloha 11 Výkres od firmy Raja-Lovejoy
- Příloha 12 CD obsahující diplomovou práci a přílohy

Příloha 1 Katalog SIEMENS - elektromotory[15]

Standardní motory 1LA/1LG/1LP/1PP Motory se zvýšenou účinností (High efficiency) IE2

IE2

Motory s vlastním chlazením

Litínová řada 1LG6

Volba a objednávání (pokračování)

Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu															Litinová řada			m _{mas}	J	Momentová řada
P _N	P _N	Velikost	η _N	M _N	IE	η _N	η _N	η _N	cos φ _N	I _N	M _N	I _N	M _N	L _{ya}	L _{ya}	1LG6, provedení IE2	podle ČSN EN 60034-30			
50 Hz	60 Hz ¹⁾		50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz					
			4/4	3/4	2/4	4/4	4/4	4/4	4/4	400 V										
															Objednací číslo					
kW	kW		min ⁻¹	Nm		%	%	%		A					(B/A)	(B/A)	▲ Nový zánam *	kn	knm ²	

kW kW min⁻¹ Nm % % % A dB(A) dB(A) ▲ Nový záznam * kg kgm² KL

- Chlazení: vlastní chlazení (IC 411)
- Účinnost: zvýšená účinnost IE2 (High efficiency), servisní faktor 1,15 (SF uveden na výkonostním štítku)
- Izolační systém: tepelná třída 155 (F), využití na tepelnou třídu 130 (B), ochrana krytem IP55

4-pólové: 1500 min⁻¹ při 50 Hz, 1800 min⁻¹ při 60 Hz¹⁾

18,5	21,3	180 M	1470	120	IE2	91,2	91,5	91,0	0,83	35,5 ²⁾	2,5	6,8	3,0	60	73	▲ 1LG6183-4MA ■■	160	0,12	16
22	25,3	180 L	1465	143	IE2	91,6	92,5	92,5	0,84	41,5 ²⁾	2,5	7,5	3,3	64	77	▲ 1LG6186-4MA ■■	185	0,14	16
30	34,5	200 L	1475	195	IE2	92,3	92,8	92,1	0,85	55 ²⁾	2,4	6,7	3,1	63	76	▲ 1LG6207-4MA ■■	225	0,23	16
37	42,5	225 S	1470	240	IE2	92,7	93,6	93,7	0,87	66 ²⁾	2,6	6,5	3,0	61	74	▲ 1LG6220-4MA ■■	285	0,40	16
45	52	225 M	1475	291	IE2	93,1	93,6	93,5	0,87	80 ²⁾	2,6	7,0	3,1	62	75	▲ 1LG6223-4MA ■■	315	0,53	16
55	63	250 M	1480	355	IE2	93,5	93,7	93,4	0,85	100	2,8	7,1	3,0	62	75	▲ 1LG6253-4MA ■■	390	0,56	16
75	86	280 S	1485	482	IE2	94,0	94,3	94,0	0,87	132 ²⁾	2,5	7,0	2,9	67	80	▲ 1LG6280-4MA ■■	560	1,3	16
90	104	280 M	1486	578	IE2	94,2	94,4	94,0	0,87	159 ²⁾	2,6	7,3	3,1	67	80	▲ 1LG6283-4MA ■■	640	1,4	16
110	127	315 S	1490	705	IE2	94,5	94,6	94,0	0,86	195 ²⁾	2,7	7,4	3,0	68	81	▲ 1LG6310-4MA ■■	750	2,0	16
132	152	315 M	1488	847	IE2	94,7	94,9	94,6	0,87	230 ²⁾	2,7	7,1	2,9	67	80	▲ 1LG6313-4MA ■■	870	2,3	16
160	184	315 L	1488	1027	IE2	94,9	95,2	94,8	0,87	280 ²⁾	3,2	7,5	3,0	70	83	▲ 1LG6316-4MA ■■	950	2,8	16
200	230	315 L	1490	1282	IE2	95,1	95,3	94,9	0,87	350 ²⁾	3,2	7,9	3,1	70	83	▲ 1LG6317-4MA ■■	1120	3,4	16
250	288	315 L	1488	1605	IE2	95,1	95,2	94,7	0,87	435	3,1	7,7	3,2	73	87	▲ 1LG6318-4MA ■■	1270	4,2	16
315	362	315 L	1488	2022	IE2	95,1	94,9	94,4	0,86	560	3,4	7,9	3,2	74	89	▲ 1LG6312-4MA ■■	1480	5,0	16

Napětí			Počet pólů	Typ motoru	Provedení		Zkrác. označení
50 Hz 230 VΔ/400 VY	60 Hz ¹⁾	460 VY	4	1LG6183 ... 310, 1LG6313	standard	1	–
50 Hz 400 VΔ/690 VY	60 Hz ¹⁾	460 VΔ	4	1LG6183 ... 318	standard	6	–
50 Hz 500 VY			4	1LG6183 ... 310, 1LG6313	bez příplatku	3	–
50 Hz 500 VΔ			4	1LG6183 ... 318	bez příplatku	5	–
Jiná napětí ¹⁾	Zkrácená označení a popis viz od str. 166					9	...

Tvary		Počet pólů	Typ motoru	Provedení	Zkrác. označení
Bez příruby	IM B3/6/7/8 ⁴⁾	4	1LG6183 ... 318	standard	0 –
	IM V6 ⁴⁾	4	1LG6183 ... 310, 1LG6313	standard	0 –
		4	1LG6316, 1LG6317	bez příplatku	9 M1E
		4	1LG6312, 1LG6318	na dotaz	9 M1E
	IM V5 bez ochranné stříšky ⁴⁾	4	1LG6183 ... 310, 1LG6313	standard	0 –
		4	1LG6316, 1LG6317	bez příplatku	9 M1D
		4	1LG6312, 1LG6318	na dotaz	9 M1D
	S přírubou	IM B5 ³⁾	4	1LG6183 ... 318	s příplatkem
IM V1 s ochrannou stříškou ^{3) 4)}		4	1LG6183 ... 310, 1LG6313	s příplatkem	1 –
		4	1LG6312, 1LG6316 ... 318	s příplatkem	8 –
IM V3 ³⁾		4	1LG6183 ... 310, 1LG6313	s příplatkem	9 M1G
IM V1 s ochrannou stříškou ^{3) 4)}		4	1LG6183 ... 318	s příplatkem	4 –
IM B35		4	1LG6183 ... 318	s příplatkem	6 –
Jiné tvary		Zkrácená označení a popis viz od str. 171			

Zvláštní provedení	Zkrác. označení
Zkrácená označení	Zkrácená označení a popis viz od str. 182
	1LG6...-M. ■■ -Z ...+...+...+...

¹⁾ Provozní hodnoty pro jmenovitý výkon při 60 Hz na dotaz.

²⁾ Pro připojení na napětí 230 V jsou nutné paralelní přívody.

³⁾ Pro připojení na napětí 400 V jsou nutné paralelní přívody.

⁴⁾ U motorů řady 1LG6 v patkových tvarech IM B6, IM B7, IM V6 nebo IM V5 bez ochranné stříšky pro upevnění na zeď se doporučují zvláštní zesílené patky.

⁵⁾ Motory řady 1LG6 (od 1LG6220 do 1LG6318) budou dodány se dvěma šroubovanými závěsnými oky ve tvaru IM B5, při čemž mohou být použity i pro tvar IM V1 resp. IM V3. Při tom je nutné dbát na zásadu, že namáhání oka (při manipulaci) napříč rovinou oka není přípustné.

⁶⁾ 2-pólové motory 1LG6316... do 1LG6317... a 1LG6312... (motory řady 1LG6, velikost 315 L) v provedení pro 60 Hz na dotaz.

⁷⁾ Zkrác. označení K16 „Druhý standardní volný konec“ není možné.

* Stejně jako předchozí 2-pólové motory 1LG6...2AA.../1LG6...2AB... resp. 4-pólové motory 1LG6...4AA..., i tyto motory se objednávají s použitím shodných zkrác. označení: národní certifikace (D40, D31, D34, D35, D33), lodní certifikace (E11, E21, E31, E51), provedení Ex (M72, M73, M34, M35, M38, M39, M74, M75, C27) a provedení IE3 u osové výšky 315 (D25). U těchto motorů 1LG6, které žádný předchozí typ nemají (1LG6312-2MA..., 1LG6312-4MA..., 1LG6318-2MB. a 1LG6318-4MB.), není možné použití následujících zkrácených označení: národní certifikace (D35, D33), lodní certifikace (E11, E21, E31, E51), provedení Ex (M72, M73, M34, M35, M38, M39, M74, M75, C27), brzda, brzda s impulzním otáčkovým čidlem (G26, H47, H62, H63, H64, H98, H99, J30...J37), provedení se sníženým hlukem (K37, K38) a vestavba cizího chlazení s impulz. otáčkovým čidlem (G17, H61, H64, H97, H99).

Technical Data (For applications outside these parameters, please consult us!)

Frame size			PGH4					
Size	Size		20	25	32	40	50	
Weight	m	kg	14	14.5	15	16	17	
Speed range ¹⁾	n_{min}	min ⁻¹	200	200	200	200	200	
	n_{max}	min ⁻¹	3000	3000	3000	3000	3000	
Displacement	V	cm ³	20.1	25.3	32.7	40.1	50.7	
Flow ²⁾	q_V	l/min	28.9	36.3	46.9	57.6	72.8	
Moment of inertia (around drive axis)	J	kgm ²	0.00037	0.00045	0.00055	0.00066	0.00081	
Power consumption	P_{ad}	kW						
Min. drive power necessary (with $p \approx 1$ bar)			1.1	1.1	1.1	1.1	1.5	
Max. admissible drive power			35	44	56	61	76	
Operating pressure, absolute			0.8 to 2 (shortly, upon start 0.6 bar)					
– Input	p	bar						
Nominal pressure	p_N	bar						
– Output, continuous	HLP fluid		315				250	
	Special fluid ³⁾		220				175	
intermittent ⁴⁾	p_{max}	bar						
	HLP fluid		350				315	
	Special fluid ³⁾		245				210	

Frame size			PGH5						
Size	Size		63	80	100	125	160	200	250
Weight	m	kg	42	43.5	45.5	48	52	55.5	60.5
Speed range ¹⁾	n_{min}	min ⁻¹	200	200	200	200	200	200	200
	n_{max}	min ⁻¹	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Displacement	V	cm ³	64.7	81.4	100.2	125.3	162.8	200.4	250.5
Flow ²⁾	q_V	l/min	92.8	116.9	143.8	179.8	233.7	287.7	359.6
Moment of inertia (around drive axis)	J	kgm ²	0.00237	0.00289	0.00329	0.00407	0.00506	0.00623	0.00760
Power consumption	P_{ad}	kW							
Min. drive power necessary (with $p \approx 1$ bar)			1.8	2.2	3	4	5.5	7.5	7.5
Max. admissible drive power			96	103	129	161	134	140	134
Operating pressure, absolute			0.8 to 2 (shortly, upon start 0.6 bar)						
– Input	p	bar							
Nominal pressure	p_N	bar							
– Output, continuous	HLP fluid		315				210	170	135
	Special fluid ³⁾		220				145	115	90
intermittent ⁴⁾	p_{max}	bar							
	HLP fluid		350				260	210	170
	Special fluid ³⁾		245				180	145	115

¹⁾ Hydraulic fluid HFC: Input speed $n_{max} = 2000$ min⁻¹
²⁾ Measured with $n = 1450$ min⁻¹, $p = 10$ bar and $\nu = 30$ mm²/s

³⁾ **Attention!**

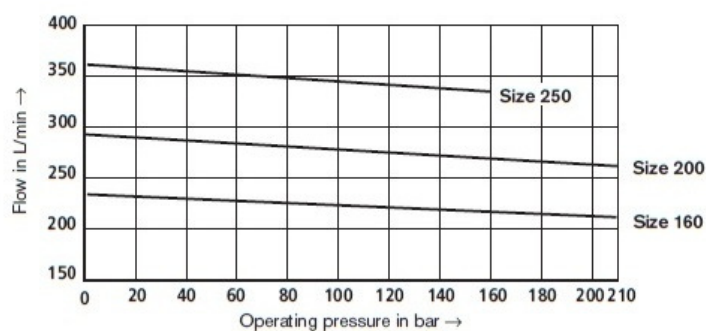
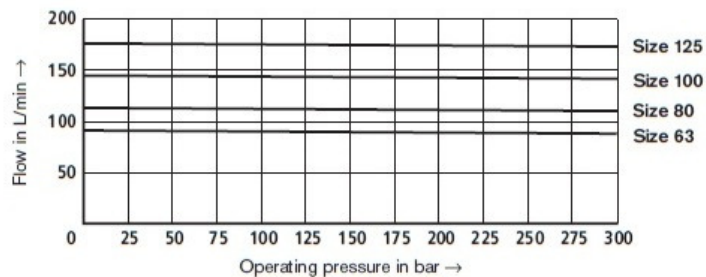
To these media, the limitations for special fluids apply

⁴⁾ Max 10 s, max. 50 % of the duty cycle

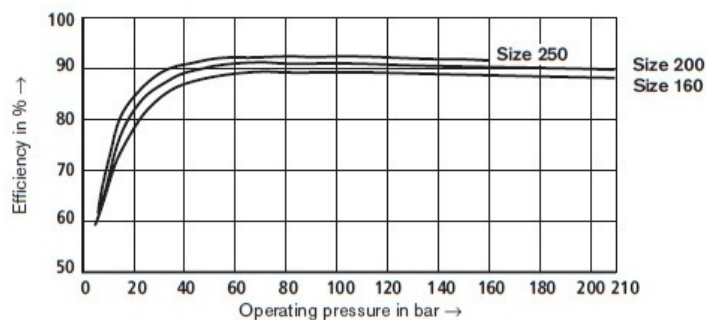
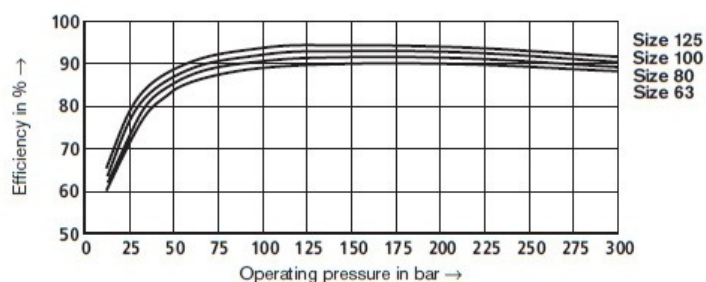
Příloha 3 Katalog BOSCH Rexroth - diagramy čerpadla PGH[16]

Characteristic curve average values of FS 5 (measured at $n = 1450 \text{ min}^{-1}$; $v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$ and $\vartheta = 40^\circ\text{C}$)

Flow



Efficiency



Technical data

Table of values (theoretical values, without considering efficiencies and tolerances; values rounded off)

Size		40	71	125	180	250/ H ¹⁾	355/ H ¹⁾	500/ H ¹⁾	750	750 with impeller	1000
Displacement	$V_g \text{ max}$ cm ³	40	71	125	180	250/ 250	355/ 355	500/ 500	750	750	1000
Speed ²⁾											
max. at $V_g \text{ max}$	$n_{O \text{ max}}$ rpm	2600	2200	1800	1800	1500/ 1900	1500/ 1700	1320/ 1500	1200	1500	1000
max. at $V_g \leq V_g \text{ max}$ (speed limit)	$n_{O \text{ max zul.}}$ rpm	3200	2700	2200	2100	1800/ 2100	1700/ 1900	1600/ 1800	1500	1500	1200
Flow											
at $n_{O \text{ max}}$	$q_{vO \text{ max}}$ L/min	104	156	225	324	375/ 475	533/ 604	660/ 750	900	1125	1000
at $n_E = 1500$ rpm	$q_{vE \text{ max}}$ L/min	60	107	186	270	375	533	581 ³⁾	770 ³⁾	1125	–
Power $\Delta p = 350$ bar											
at $n_{O \text{ max}}$	$P_{O \text{ max}}$ kW	61	91	131	189	219/ 277	311/ 352	385/ 437	525	656	583
at $n_E = 1500$ rpm	$P_{E \text{ max}}$ kW	35	62	109	158	219	311	339 ³⁾	449 ³⁾	656	–
Torque											
bat $V_g \text{ max}$ $\Delta p = 350$ bar	T_{max} Nm	223	395	696	1002	1391	1976	2783	4174	4174	5565
$\Delta p = 100$ bar	T Nm	64	113	199	286	398	564	795	1193	1193	1590
Rotary stiffness											
Shaft end P	c kNm/rad	80	146	260	328	527	800	1145	1860	1860	2730
Shaft end Z	c kNm/rad	77	146	263	332	543	770	1136	1812	1812	2845
Moment of inertia rotary group	J_{TV} kgm ²	0,0049	0,0121	0,03	0,055	0,0959	0,19	0,3325	0,66	0,66	1,20
Angular acceleration max. ⁴⁾	α rad/s ²	17000	11000	8000	6800	4800	3600	2800	2000	2000	1450
Case volume	V L	2	2,5	5	4	10	8	14	19	22	27
Weight (with press. contr.) approx.	m kg	39	53	88	102	184	207	320	460	490	605

¹⁾ High-Speed-Version

²⁾ Values are valid with inlet pressure p_{abs} 1 bar at inlet port S, with increased speed up to speed limit please observe diagram, page 7

³⁾ $V_g < V_g \text{ max}$

⁴⁾ – The range of validity lies between zero and the maximum permissible drive speeds.

Valid for external excitation (eg. diesel engine 2- to 8-fold rotary frequency, cardan shaft 2-fold rotary frequency).

– The limiting value is only valid for a single pump.

– The loading capacity of the connecting parts must be considered.

Notes

Exceeding the maximum or falling below the minimum permissible values can lead to a loss of function, a reduction in operational service life or total destruction of the axial piston unit.

The permissible values can be determined through calculation.

Determination of pump size

$$\text{Flow} \quad q_v = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad [\text{L/min}]$$

$$\text{Drive torque} \quad T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{mh}} \quad [\text{Nm}]$$

$$\text{Power} \quad P = \frac{2 \pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{q_v \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_l} \quad [\text{kW}]$$

V_g = geometr. displacement per rev. in cm³

Δp = pressure difference in bar

n = speed in rpm

η_v = volumetric efficiency

η_{mh} = mechanical-hydraulic efficiency

η_l = overall efficiency ($\eta_l = \eta_v \cdot \eta_{mh}$)

Technical Data

Table of values (theoretical values, without considering η_{mh} and η_v : values rounded)

Size			16	22	28	40	71	125	250/H*	500/H*
Displacement	V_g	cm ³	16	22	28	40	71	125	250	500
Max. speed ¹⁾	n_{max}	rpm	4000	3600	3000	2750	2200	1800	1500/1900	1320/1500
Max. permissible speed (speed limit) with increased inlet pressure	$n_{max perm.}$	rpm	4800	4500	3750	3400	2700	2200	1800/2100	1600/1800
Output flow at n_{max} ²⁾	$q_{V max}$	L/min	62	77	81	107	152	218	364/461	640/728
Power at $q_{V max}$; $\Delta p = 400$ bar	P_{max}	kW	43	53	56	73	91 ³⁾	131 ³⁾	219/277 ³⁾	385/437 ³⁾
Max. torque at $\Delta p = 400$ bar	T_{max}	Nm	102	140	178	254	395 ³⁾	696 ³⁾	1391 ³⁾	2783 ³⁾
Case volume		L	0,3	0,3	0,3	0,4	2,0	3,0	7,0	11,0
Moment of inertia, about drive axis	J	kgm ²	0,0017	0,0017	0,0017	0,0030	0,0121	0,0300	0,0959	0,3325
Weight (approx.)	m	kg	13,5	13,5	13,5	16,5	34	61	120	220

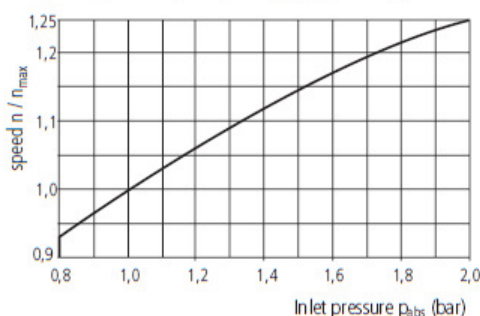
¹⁾ The values shown are valid for an absolute pressure (p_{abs}) of 1 bar at the suction inlet S and when operated on mineral oil.

²⁾ 3 % volumetric loss included

³⁾ $\Delta p = 350$ bar H*: High-speed-design

Maximum permissible speed (speed limit)

Maximum permissible speed with increased inlet pressure p_{abs} at suction port S (note: max. perm. speed $n_{max perm.}$ (speed limit))



Calculation of size

Flow $q_v = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000}$ in L/min

Torque $T = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}} = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{mh}}$ in Nm

Power $P = \frac{T \cdot n}{9549} = \frac{2 \pi \cdot T \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{q_v \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t}$ in kW

V_g = displacement per revolution in cm³

Δp = differential pressure in bar

n = speed in rpm



η_v = volumetric efficiency

η_{mh} = mechanical-hydraulic efficiency

η_t = overall efficiency

Input drive

Permissible axial and radial force on drive shaft

Permissible axial and radial force on drive shaft			16	22	28	40	
Size							
Distance of F_q (from shaft collar)		a	mm	17,5	17,5	17,5	17,5
		b	mm	30	30	30	30
	a, b, c	c	mm	42,5	42,5	42,5	42,5
max. permissible radial force at distance	a	$F_{q\ max}$	N	2800	2500	2050	3600
	b	$F_{q\ max}$	N	1600	1400	1150	2891
	c	$F_{q\ max}$	N	1150	1000	830	2416
max. permissible axial force		$- F_{ax\ max}$	N	1557	1557	1557	2120
		$+ F_{ax\ max}$	N	417	417	417	880

Size			71	125	250	500	
Max. axial force at housing pressure p_{\max} 1 bar abs.		$\pm F_{ax \max}$	N	1400	1900	3000	4000
Max. axial force at housing pressure p_{\max} 4 bar abs.		$+ F_{ax \max}$	N	810	1050	1850	2500
		$- F_{ax \max}$	N	1990	2750	4150	5500
Max. shearing force		$F_{q \max}$	N	1700	2500	4000	5000

Characteristics

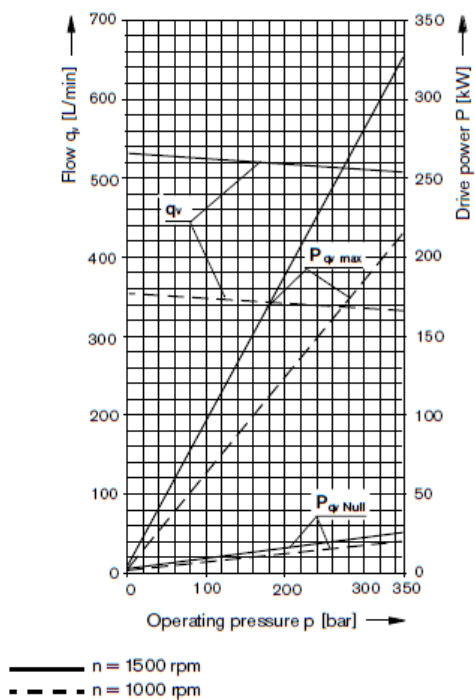
Drive power and flow

(Fluid: Hydraulic oil ISO VG 46 DIN 51519, $t = 50^\circ\text{C}$)

Overall efficiency: $\eta_t = \frac{q_v \cdot p}{P_{q, \max} \cdot 600}$

Volumetric efficiency: $\eta_v = \frac{q_v}{q_{v, \text{theor}}}$

Size 355



Size 500

